



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg  
*Hamburg University of Applied Sciences*

## **Bachelorarbeit**

Daniel Warstat

# **Analyse und Optimierung von Führungsschlitten hinsichtlich Lagerung, Verschleiß und Haltbarkeit unter Berücksichtigung von fertigungstechnischen und funktionellen Gesichtspunkten**

*Fakultät Technik und Informatik  
Department Maschinenbau und Produktion*

*Faculty of Engineering and Computer Science  
Department of Mechanical Engineering and  
Production Management*

**Daniel Warstat**

**Analyse und Optimierung von Führungsschlitten hinsichtlich Lagerung, Verschleiß und Haltbarkeit unter Berücksichtigung von fertigungstechnischen und funktionellen Gesichtspunkten**

Bachelorarbeit eingereicht im Rahmen der Bachelorprüfung

im Studiengang Maschinenbau – Entwicklung und Konstruktion,  
dual ausbildungsintegrierend  
am Department Maschinenbau und Produktion  
der Fakultät Technik und Informatik  
der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

in Zusammenarbeit mit:  
Horst Witte Gerätebau Barskamp KG  
Abteilung Konstruktion 2D  
Horndorfer Weg 26 - 28  
21354 Bleckede - Barskamp

Erstprüferin: Prof. Dr.-Ing. Anna Kerstin Usbeck  
Zweitprüfer: Prof. Dr.-Ing. Andreas Baumgart

Betriebliche Betreuung: Lutz Kathmann und Dominik Reimer, M.Sc.

Abgabedatum: 09.02.2016

# **Zusammenfassung**

**Daniel Warstat**

## **Thema der Bachelorthesis**

Analyse und Optimierung von Führungsschlitten hinsichtlich Lagerung, Verschleiß und Haltbarkeit unter Berücksichtigung von fertigungstechnischen und funktionellen Gesichtspunkten

## **Stichworte**

- Hertzsche Pressung
- Führungsschlitten
- Linearlager
- Lagerberechnung und -auswahl
- Technische Bewertung nach VDI2225

## **Kurzzusammenfassung**

Linearlager nehmen in Führungsschlitten auftretende Belastungen auf. Dadurch tritt zwischen den Wälzkugeln und den Laufstäben Hertzsche Pressung auf. Diese darf die vorgegebene Maximalpressung nicht übersteigen, da es sonst zu Schäden in den Lagern kommt. Daher werden die Linearlager berechnet und die maximal ertragbaren Belastungen ermittelt. Um eine Verbesserung der Lagerung vorzunehmen, werden Lösungsvorschläge gesammelt und bewertet. Die bestbewertete Lösung wird weiterentwickelt. Nach Abschluss der Entwicklung wird diese mit der bisherigen Lösung unter technischen und wirtschaftlichen Aspekten verglichen. Abschließend wird ein Vorschlag zur weiteren Vorgehensweise unterbreitet.

**Daniel Warstat**

## **Title of the paper**

Analysis and optimization of guiding slides regarding bearing, wear and durability considering production engineering and functional aspects

## **Keywords**

- Hertz pressure
- Guiding slides
- Linear bearings
- Bearings: calculation and selection
- Technical evaluation according to VDI2225

## **Abstract**

Linear bearings in guiding slides absorb occurring loads. Between the rolling balls and the running bars Hertz pressure is appearing. This must not exceed the predetermined maximum pressure, otherwise there will be damage in the bearings. Therefore, the linear bearings are calculated and the maximum bearable loads determined. To make an improvement in the bearings solutions are collected and evaluated. The best rated solution is further developed. After completing, this development is compared with the previous solution under technical and economic aspects. Finally, a recommendation on how to proceed will be issued.

# Inhaltsverzeichnis

<b>Abbildungsverzeichnis .....</b>	<b>IV</b>
<b>Tabellenverzeichnis .....</b>	<b>XI</b>
<b>Formelzeichen, Symbole, Abkürzungen .....</b>	<b>XIII</b>
Formelzeichen, Symbole .....	XIII
Abkürzungen .....	XVII
<b>1 Einleitung.....</b>	<b>1</b>
1.1 Ausgangssituation.....	1
1.2 Problemstellung .....	2
1.3 Zielsetzung der Arbeit .....	2
<b>2 Grundlagen.....</b>	<b>3</b>
2.1 Wälzlager.....	3
2.2 Flächenpressung (nach [6]).....	5
2.3 Hertzsche Pressung.....	6
2.3.1 Grundlagen der Theorie (nach [10]) .....	7
2.3.2 Punktberührung (nach [7]).....	9
2.3.3 Linienberührung (nach [7]) .....	10
2.4 FEM .....	12
2.4.1 Theoretische Grundlagen und Prinzipien .....	12
2.4.2 SolidWorks-Simulation-Toolbox .....	16
2.5 Verwendete Messtechnik .....	19
2.5.1 Universalprüfmaschine und dazugehörige Peripherie .....	19
2.5.2 Fühlhebelmessgerät nach DIN2270 .....	23
2.5.3 Messschieber Form A1 .....	24
<b>3 Führungsschlitten.....</b>	<b>26</b>
3.1 Technische Daten .....	26
3.2 Funktionsbeschreibung .....	27
3.3 Aufbau und Definitionen.....	27
3.3.1 Mechanischer Aufbau .....	27
3.3.2 Seitendefinition .....	29
3.3.3 Zustandsdefinition.....	30

3.4	Ähnlichkeitsanalyse.....	31
3.5	Anforderungsliste für Führungsschlitten Alufix 40.....	35
<b>4</b>	<b>Systematische Untersuchung.....</b>	<b>37</b>
4.1	Lagerberechnung manuell.....	37
4.1.1	Werkstoffdaten der derzeitigen Lagerung.....	37
4.1.2	Berechnungsvorschriften für Drahtlinearkugellager FG6 .....	38
4.1.3	Statische Tragzahl .....	40
4.1.4	Geometriedaten des derzeitigen Lageraufbaus.....	40
4.1.5	Faustformel.....	40
4.1.6	Hertzsche Pressung.....	42
4.2	FEM-Berechnungen .....	43
4.2.1	Belastungsfälle.....	43
4.2.2	Modellbildung und Detailmodellierung.....	44
4.2.3	Ergebnisse und Diskussion der FEM-Berechnungen .....	52
4.3	Überprüfung des FEM-Modells.....	58
4.4	Zerstörender Versuch zur Ergebnisüberprüfung.....	59
4.4.1	Versuchsbeschreibung und –aufbau .....	59
4.4.2	Versuchsdurchführung .....	61
4.4.3	Beobachtungen und Messergebnisse .....	62
4.4.4	Auswertung und Interpretation der Versuchsergebnisse .....	67
4.5	Weitere Beobachtungen.....	68
<b>5</b>	<b>Optimierung.....</b>	<b>70</b>
5.1	Morphologischer Kasten.....	70
5.2	Beschreibung der entwickelten Lösungsvarianten.....	72
5.2.1	Variante eins .....	72
5.2.2	Variante zwei .....	73
5.2.3	Variante drei.....	73
5.2.4	Variante vier.....	74
5.2.5	Variante fünf.....	75
5.2.6	Variante sechs .....	76
5.2.7	Variante sieben .....	76
5.2.8	Variante acht.....	77
5.3	Technische Bewertung der Varianten.....	77

5.4	Ausarbeitung der Lösungsvariante zwei.....	81
5.4.1	Vorgehensweise .....	82
5.4.2	Werkstoffdaten der Linearführung RNG4 .....	83
5.4.3	Berechnungsvorschriften für Linearführungen RNG4 .....	83
5.4.4	Berechnung der geometrischen Größen .....	86
5.4.5	Faustformel und maximal ertragbare Belastungen .....	87
5.4.6	Vorspannung der Linearführung RNG4 .....	87
5.4.7	Konstruktive Umsetzung der Lösungsvariante zwei .....	88
5.5	Vergleich der Varianten eins und zwei .....	90
5.5.1	Optischer Vergleich.....	90
5.5.2	Vergleich der maximal ertragbaren Belastungen.....	92
5.5.3	Kostenvergleich Drahtwälzlager – Linearführung .....	94
<b>6</b>	<b>Zusammenfassung, Ausblick und Empfehlung .....</b>	<b>95</b>
6.1	Zusammenfassung.....	95
6.2	Ausblick .....	95
6.3	Empfehlung.....	96
	<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>98</b>
	<b>Anhang.....</b>	<b>101</b>
A	Spannungsbilder der FEM-Berechnungen .....	101
B	Technische Zeichnungen.....	110
C	Händische Berechnungen.....	114
D	Messschriebe des Versuchs .....	120
E	Technische Bewertungsbögen.....	126
F	Excel Tools.....	129
G	Abmaße und Bedienfeld der Prüfmaschine.....	132
H	Datenblätter .....	133
	<b>Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung der Arbeit .....</b>	<b>158</b>

# Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: CAD-Baugruppenmodell eines Führungsschlittens.....	1
Abbildung 2: Schnitt durch den Führungsschlitten zum Betrachten der Lager .....	2
Abbildung 3: Koordinaten- und Momentenkonvention .....	4
Abbildung 4: Flächenpressung (modifiziert nach [6]) .....	5
Abbildung 5: Lagerpressung (modifiziert nach [7]).....	6
Abbildung 6: Erste (a) und zweite (b) Hauptkrümmungsebene bei einem Punktkontakt zwischen Kugel und Rundstab (vgl. auch [6]).....	7
Abbildung 7: Punktberührung zweier Kugeln mit Krafteinwirkung (a) und Druckverteilung um die Berührungsfläche (b) (modifiziert nach [7]).....	9
Abbildung 8: Kugel konkave Fläche (a) und Kugel Ebene (b), (modifiziert nach (8)).....	10
Abbildung 9: Linienberührung Zylinder-Zylinder (a) und Berührungsfläche (b), (modifiziert nach [7]).....	10
Abbildung 10: Zylinder-Zylinder-Kontakt mit Krafteinwirkung: Seitenansicht (a) und Vorderansicht (b) (modifiziert nach [10]).....	11
Abbildung 11: Zylinder-Ebene-Kontakt mit Krafteinwirkung: Seitenansicht (a) und Vorderansicht (b) (modifiziert nach [10]).....	12
Abbildung 12: Entstehungsstellen für Singularitäten (modifiziert nach [12]).....	15
Abbildung 13: Tetraeder-Element [13].....	16
Abbildung 14: Universalprüfmaschine Sauter TVM 30KN70N .....	19
Abbildung 15: Kraftsensor Sauter FH 50k: Kraftaufnehmer (a) und Bedieneinheit / Anzeige (b) .....	21
Abbildung 16: Belastungsvorschrift Kraftsensor [18].....	21
Abbildung 17: Präzisionsmessschieber LB 300-2 [19].....	22

Abbildung 18: Fühlhebelmessgerät Mahr MarTest 800 S antimagnetic [20] .....	23
Abbildung 19: Messschieber Form A1 mit Digitalanzeige .....	25
Abbildung 20: Schemazeichnung Maße von Führungsschlitten [1].....	26
Abbildung 21: Schema des Kraftflusses durch die Lager des Führungsschlittens .....	27
Abbildung 22: In Einzelteile zerlegter Führungsschlitten.....	28
Abbildung 23: Seitendefinition von Führungsschlitten.....	29
Abbildung 24: Führungsschlitten eingefahren.....	30
Abbildung 25: Führungsschlitten ausgefahren.....	30
Abbildung 26: geometrischer Ähnlichkeitsvergleich .....	33
Abbildung 27: Ähnlichkeitsvergleich - Oberfläche, Flächenlast, maximale Belastung .....	34
Abbildung 28: Belastungsfälle von Linearführungen [5] .....	38
Abbildung 29: Geometriedaten: Führungsschlitten zusammengebaut (a) und Kugelabstände im Kugelkäfig (b).....	40
Abbildung 30: Belastungsfälle ein- und ausgefahren .....	44
Abbildung 31: Fehlerhafte Spannungsberechnung mit ausmodellierten Wälzlagerkugeln.....	45
Abbildung 32: Vereinfachtes Kugelwälzlager.....	45
Abbildung 33: Vereinfachtes Modell eingefahren.....	46
Abbildung 34: Vereinfachtes Modell ausgefahren.....	46
Abbildung 35: gescheiterte Spannungsberechnung aufgrund fehlender Verknüpfungen der Bauteile zueinander.....	47
Abbildung 36: Kontaktbedingungen für verbundene Flächen.....	48
Abbildung 37: Definition der Kontaktsätze (hellblau und violett markierte Oberflächen)...	48

Abbildung 38: Schraubenmodellierung .....	49
Abbildung 39: Bedienpanel für die Schraubenmodellierung.....	49
Abbildung 40: Vernetzung des Lagers und der Lageraufnahme .....	50
Abbildung 41: vernetzter Führungsschlitten.....	50
Abbildung 42: Umsetzung der Geometriefixierung .....	51
Abbildung 43: Modellierung der wirkenden Kraft .....	51
Abbildung 44: Spannungsverteilung der Vergleichsspannung von Mises für den ersten Belastungsfall .....	53
Abbildung 45: Spannungsverteilung der Vergleichsspannung von Mises für den zweiten Belastungsfall.....	54
Abbildung 46: Spannungsverteilung der Vergleichsspannung von Mises für den dritten Belastungsfall .....	54
Abbildung 47: Spannungsverteilung der Vergleichsspannung von Mises für den vierten Belastungsfall .....	55
Abbildung 48: Spannungsverteilung der Vergleichsspannung von Mises für den fünften Belastungsfall .....	55
Abbildung 49: Spannungsverteilung der Vergleichsspannung von Mises für den sechsten Belastungsfall.....	56
Abbildung 50: Detailansicht Linearlager rechts der dritten Hauptspannung des ersten Belastungsfalls .....	57
Abbildung 51: Vektoren der Hauptspannungsrichtungen des ersten Belastungsfalls.....	57
Abbildung 52: Kugelbelastungsdiagramm eines Linearkugellagers, modifiziert nach [26] .....	58
Abbildung 53: Adapterplatte in Drauf- (a) und Unteransicht (b) .....	59

Abbildung 54: Versuchsaufbau mit Justierung des Längenmessgerätes und der Verfahrgeschwindigkeit .....	60
Abbildung 55: Versuchsaufbau mit ausgefahrenem Schlitten .....	61
Abbildung 56: Vergleich eingefahrener zu ausgefahrenem Führungsschlitten unter maximaler Belastung.....	64
Abbildung 57: Zusammenstellung der Kraft-Weg-Kurven der Führungsschlitten mit den Ordnungszahlen zwei bis sieben.....	65
Abbildung 58: Kraft-Weg-Kurven des achten Führungsschlittens mit unterschiedlichen Belastungen zur Ermittlung der maximal ertragbaren Last .....	66
Abbildung 59: Führungsschlitten mit optionalen Absteckern.....	69
Abbildung 60: Detail Absteckerverschraubung .....	69
Abbildung 61: Lösungsvariante eins: Linearwälzlager mit Kugeln und Laufstäben, modifiziert nach [5].....	72
Abbildung 62: Lösungsvariante zwei: Kreuzrollenführungsschiene, modifiziert nach[27] .....	73
Abbildung 63: Lösungsvariante drei: Gleitlagerung mittels Gleitstäben .....	74
Abbildung 64: Lösungsvariante vier: Wirkprinzip der Magnetlagerung [28].....	75
Abbildung 65: Lösungsvariante fünf: Gleitlagerung direkt durch Ober- und Unterteil .....	75
Abbildung 66: Lösungsvariante sechs: Miniaturführung mit Kugelumlauf [26].....	76
Abbildung 67: Lösungsvariante sieben: Keramikgleitkörper in Bronzelaufschale.....	76
Abbildung 68: Variante acht: doppelreihiges Nadellinierlager, modifiziert nach [27] .....	77
Abbildung 69: Längenabmessungen Linearführung RNG4, modifiziert nach[27] .....	81
Abbildung 70: Anschlussmaße Linearführung RNG4, modifiziert nach [27].....	81
Abbildung 71: Darstellung des mittleren Führungsabstandes $Q$ , modifiziert nach [27] .....	82

Abbildung 72: Geometriedaten für die Berechnung der Vorspannung, modifiziert nach [27] .....	85
Abbildung 73: konstruktiv umgesetzte Lösungsvariante zwei .....	88
Abbildung 74: isometrische, durchsichtige Ansicht Lösungsvariante zwei .....	88
Abbildung 75: Draufsicht Lösungsvariante zwei .....	89
Abbildung 76: Vergleich des inneren Aufbaus: oben Variante zwei, unten bisherige Lösung .....	90
Abbildung 77: Vergleich der linken Seite: oben Variante zwei, unten bisherige Lösung...	91
Abbildung 78: Vergleich der Stirnseiten.....	91
Abbildung 79: Vergleich der Unterseiten: links Variante zwei, rechts bisherige Lösung...	92
Abbildung 80: Vergleich Punkt- und Linienberührung, modifiziert nach [32] .....	94
Abbildung 81: Spannungsbild Lastfall eins für die erste Hauptspannung: Gesamtmodell (a) und Lager (b) .....	101
Abbildung 82: Spannungsbild Lastfall eins für die zweite Hauptspannung: Gesamtmodell (a) und Lager (b) .....	101
Abbildung 83: Spannungsbild Lastfall eins für die dritte Hauptspannung: Gesamtmodell (a) und Lager (b) .....	102
Abbildung 84: Spannungsbild Lastfall zwei für die erste Hauptspannung: Gesamtmodell (a) und Lager (b) .....	102
Abbildung 85: Spannungsbild Lastfall zwei für die zweite Hauptspannung: Gesamtmodell (a) und Lager (b) .....	103
Abbildung 86: Spannungsbild Lastfall zwei für die dritte Hauptspannung: Gesamtmodell (a) und Lager (b) .....	103
Abbildung 87: Spannungsbild Lastfall drei für die erste Hauptspannung: Gesamtmodell (a) und Lager (b) .....	104

Abbildung 88: Spannungsbild Lastfall drei für die zweite Hauptspannung: Gesamtmodell (a) und Lager (b) .....	104
Abbildung 89: Spannungsbild Lastfall drei für die dritte Hauptspannung: Gesamtmodell (a) und Lager (b) .....	105
Abbildung 90: Spannungsbild Lastfall vier für die erste Hauptspannung: Gesamtmodell (a) und Lager (b) .....	105
Abbildung 91: Spannungsbild Lastfall vier für die zweite Hauptspannung: Gesamtmodell (a) und Lager (b) .....	106
Abbildung 92: Spannungsbild Lastfall vier für die dritte Hauptspannung: Gesamtmodell (a) und Lager (b) .....	106
Abbildung 93: Spannungsbild Lastfall fünf für die erste Hauptspannung: Gesamtmodell (a) und Lager (b) .....	107
Abbildung 94: Spannungsbild Lastfall fünf für die zweite Hauptspannung: Gesamtmodell (a) und Lager (b) .....	107
Abbildung 95: Spannungsbild Lastfall fünf für die dritte Hauptspannung: Gesamtmodell (a) und Lager (b) .....	108
Abbildung 96: Spannungsbild Lastfall sechs für die erste Hauptspannung: Gesamtmodell (a) und Lager (b) .....	108
Abbildung 97: Spannungsbild Lastfall sechs für die zweite Hauptspannung: Gesamtmodell (a) und Lager (b) .....	109
Abbildung 98: Spannungsbild Lastfall sechs für die dritte Hauptspannung: Gesamtmodell (a) und Lager (b) .....	109
Abbildung 99: Messschrieb Versuchskörper eins .....	120
Abbildung 100: Messschrieb Versuchskörper zwei.....	120
Abbildung 101: Messschrieb Versuchskörper drei.....	121
Abbildung 102: Messschrieb Versuchskörper vier .....	121

Abbildung 103: Messschrieb Versuchskörper fünf.....	122
Abbildung 104: Messschrieb Versuchskörper sechs.....	122
Abbildung 105: Messschrieb Versuchskörper sieben .....	123
Abbildung 106: Messschrieb Versuchskörper acht, Belastungsvorgabe $4kN$ .....	123
Abbildung 107: Messschrieb Versuchskörper acht, Belastungsvorgabe $8kN$ .....	124
Abbildung 108: Messschrieb Versuchskörper acht, Belastungsvorgabe $10kN$ .....	124
Abbildung 109: Messschrieb Versuchskörper acht, Belastungsvorgabe $12kN$ .....	125
Abbildung 110: Messschrieb Versuchskörper acht, Belastungsvorgabe $14kN$ .....	125
Abbildung 111: Abmaße Sauter TVM 30KN70N [17].....	132
Abbildung 112: Bedienfeld Sauter TVM 30KN70N [17].....	132

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Kritische Winkel mit hoher Wahrscheinlichkeit zur Singularität [12].....	16
Tabelle 2: Technische Daten Universalprüfmaschine Sauter TVM 30KN70N [17].....	20
Tabelle 3: technische Daten Fühlhebelmessgerät Mahr MarTest 800 S antimagnetic [20].....	24
Tabelle 4: technische Daten Burg-Wächter ProfiScale Precise PS 7215 [22] .....	25
Tabelle 5: grundlegende technische Daten von Führungsschlitten, modifiziert nach[1] ...	26
Tabelle 6: Kennzahlen für Führungsschlitten der vier Alufix-Systeme (Angaben nach [1], [2] und ERP-System der Fa. Witte).....	32
Tabelle 7: Anforderungsliste (modifiziert nach [23]).....	35
Tabelle 8: Werkstoffdaten des Drahtwälzlagers nach [5], [24], [25] und technischen Zeichnungen .....	37
Tabelle 9: Statische Tragzahl und Teilung für Käfigführung FG6 [5].....	38
Tabelle 10: Zusammenfassung der mittels FEM ermittelten Spannungen, Verformungen und Dehnungen .....	52
Tabelle 11: Messwerte des Versuchs.....	63
Tabelle 12: Punktbewertungsskala, modifiziert nach [31] .....	78
Tabelle 13: Bewertungsergebnisse für Variante eins bis vier.....	79
Tabelle 14: Bewertungsergebnisse für Variante fünf bis acht .....	80
Tabelle 15: Werkstoffdaten der Linearführung RNG4 nach [27] .....	83
Tabelle 16: berechnungsrelevante Abmaße und statische Tragzahl für Linearführung RNG4 [27] .....	83
Tabelle 17: Zuordnung Gewindedurchmesser zu Gewindefaktor [27].....	86

Tabelle 18: Vergleich der maximal ertragbaren Belastungen.....	93
Tabelle 19: Vergleich der Kosten der Linearlagerungen .....	94
Tabelle 20: Stückliste Führungsschlitten AF40, Artikelnummer 82016 .....	110

# Formelzeichen, Symbole, Abkürzungen

## Formelzeichen, Symbole

$A_p$	mm <sup>2</sup>	Pressfläche, projizierte Fläche
$C_0$	N	statische Lagertragzahl
$E_{1,2}$	$\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Elastizitätsmodul der Körper 1,2
$M_T$	mm	Tragende Käfiglänge
$M_X$	Nm	Moment um die x-Achse
$M_{ds}$	Nm	Anziehdrehmoment pro Zustellschraube zur Einstellung der Vorspannung
$M_y$	Nm	Moment um die y-Achse
$P_{Rolle}$	N	Äquivalente Belastung pro Wälzkörper
$P_{vs}$	N	Zustellkraft pro Zustellschraube zur Einstellung der Vorspannung
$V_{HD}$	–	Verhältnis Hub zu Länge der Linearführung
$V_{MQ}$	–	Verhältnis Käfiglänge zum mittleren Führungsabstand
$X_{Y(Z)}$	mm	Hebelarm
$Y_{X(Z)}$	mm	Hebelarm
$Z_{X(Y)}$	mm	Hebelarm
$Z_A$	–	Anzahl Wälzkörper pro Käfig
$Z_T$	–	tragende Anzahl Wälzkörper pro Käfig
$d_{1,2}$	mm	Durchmesser der Körper 1,2



$d_w$	mm	Durchmesser der Wälzkörper
$\underline{f}$		Vektor der äquivalenten Knotenkräfte
$\underline{k}$		(Element-) Steifigkeitsmatrix
$p_0$	$\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Druck in der Mitte der Berührungsfläche bei der Hertzschen Pressung
$r_{1,2}$	mm	Krümmungsradius der Körper 1,2
$\underline{u}$		Vektor der unbekanntenen Knotenverschiebungen
$u_h$		homogene Lösung der Differentialgleichung der virtuellen Verrückung
$u_i$		unbekannte Knotenverschiebung
$\varepsilon_{1,2}, \varepsilon^*$		Hilfsvariablen zur Bestimmung der äquivalenten Dehnung
$\varphi_i$		Ansatzfunktion für die homogene Lösung
$h$	–	Anzahl Punkte in der technischen Bewertung
$A$	mm	Führungsmaß längs
$B$	mm	Breite
$D$	mm	Länge der Linearführung
$EA$	N	Dehnsteifigkeit
$EPSX$	–	Normaldehnung in X-Richtung
$EPSY$	–	Normaldehnung in Y-Richtung
$EPSZ$	–	Normaldehnung in Z-Richtung
$ESTRN$	–	Äquivalente Dehnung
$F$	N	Kraft

$GMXY$	$\frac{N}{mm^2}$	Schubspannung in Y-Richtung auf YZ-Ebene
$GMXZ$	$\frac{N}{mm^2}$	Schubspannung in Z-Richtung auf YZ-Ebene
$GMYZ$	$\frac{N}{mm^2}$	Schubspannung in Z-Richtung auf XZ-Ebene
$H$	mm	Hub
$K$	–	Reibungsbeiwert für Verschraubungen
$L, l$	mm	Länge
$M$	mm	Käfiglänge
$N$	N	Normalkraft
$Q$	mm	Mittlerer Führungsabstand
$URES$	mm	Resultierende Verschiebung
$UX$	mm	Verschiebung in X-Richtung
$UY$	mm	Verschiebung in Y-Richtung
$UZ$	mm	Verschiebung in Z-Richtung
$a$	mm	1. Achse der Druckellipse
$b$	mm	2. Achse der Druckellipse
$c$	cm	Gewindefaktor für Vorspannkraft
$d$	%	Vorspannung, 2% bis 20% von $C_0$
$f$	–	Wälzkörperfaktor für Vorspannung, 1 für Rollen, 2 für Kugeln und Nadeln
$g$	$\frac{m}{s^2}$	Gravitationskonstante, $\approx 9,81 \frac{m}{s^2}$



$k$	$\frac{1}{\text{mm}}$	Krümmung (aus Kehrwert des Radius)
$m$	–	Gewinde der Zustellschrauben zum Einstellen der Vorspannung
$p$		äußere Belastung
$s$		virtuelle Verschiebung
$t$	mm	Wälzkörperabstand, (Käfig-)Teilung
$v$	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$	Geschwindigkeit
$w$	mm	Abstand Käfiganfang bis Mitte erster Wälzkörper
$\delta$	mm	Gesamtabplattung
$\eta$	–	1. Hertzscher Beiwert (Druckfläche)
$\nu$	–	Poisson-Zahl (auch: Querkontraktionszahl)
$\xi$	–	2. Hertzscher Beiwert (Druckfläche)
$\sigma$	$\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	Mechanische Spannung in einem Bauteil z.B. durch eine aufgebrachte Belastung
$\psi$	–	3. Hertzscher Beiwert (Verformung)



## Abkürzungen

AF	Alufix
ca.	circa (lat. ‚ungefähr‘, ‚in etwa‘)
CAD	Computer-Aided-Design
cm	Zentimeter (Einheit)
d.h.	das heißt
DoE	Design of Experiments, statische Versuchsplanung
DoF	Degree of Freedom, Freiheitsgrad
ERP-System	Anwendungssoftware zum Enterprise-Resource-Planning (innerbetriebliche Ressourcenplanung)
etc.	et cetera (lat., ‚und die übrigen Dinge‘)
Fa.	Firma
FE / FEM	Finite-Elemente / Finite-Elemente-Methode
g	Gramm (Einheit)
HRC	Härte nach Rockwell (Einheit)
i.d.R.	in der Regel
kg	Kilogramm (Einheit)
KG	Kommanditgesellschaft (Rechtsform)
kN	Kilo-Newton (Einheit)
m	Meter (Einheit)
max.	Maximal
mech.	mechanisch



min.	mindestens, Minute (Einheit, in Verbindung mit Zahl)
mm	Millimeter
mm <sup>2</sup>	Quadratmillimeter
N	Newton (Einheit)
Nm	Newtonmeter (Einheit)
o.g.	oben genannt
s	Sekunde (Einheit)
sog.	sogenannt
SW	SolidWorks
u.a.	unter anderem
vgl.	vergleiche
z.B.	zum Beispiel
z.T.	zum Teil

# 1 Einleitung

## 1.1 Ausgangssituation

Die Firma Horst Witte Gerätebau Barskamp KG stellt neben Vakuumspannvorrichtungen und Lohnfertigungsteilen modulare Spannvorrichtungen auf Alufix-Basis her. Um diese modularen Vorrichtungen flexibel, anwenderfreundlich und vielseitig gestalten zu können, sind Führungsschlitten ein fester Bestandteil dieser Vorrichtungen. Sie ermöglichen in Zusammenarbeit mit weiteren Komponenten z.B. das Aufnehmen und Spannen von Bohrungen im Bodenbereich einer Fahrzeugkarosserie, die mittels Koordinatenmessmaschine vermessen werden soll.

Alufix ist ein in vier Größen erhältliches, aus hochfestem Aluminium gefertigtes Baukastensystem, mit dem z.B. Messaufnahmen, Montage- und Schweißvorrichtungen sowie Lehren zusammengestellt werden können, die z.B. im Prototypenbau und bei der Designentwicklung im Automobilbau Einsatz finden, vgl. [1].

Führungsschlitten sind Einstellelemente für Alufix-Messaufnahmen, die mittels Drahtlinearlager mit Kugeln als Wälzkörpern der Fa. Franke GmbH die Ver- und Einstellmöglichkeiten zulassen. In Abbildung 1 ist ein Führungsschlitten mit Anschlag zu sehen, Abbildung 2 verdeutlicht die lineare Lagerung und die Bewegungsmöglichkeit der Führungsschlitten.

Zum Einsatz kommen Führungsschlitten sowohl im Reinraum mit Normatmosphäre als auch in Umgebungen mit schwankenden Atmosphärenbedingungen.

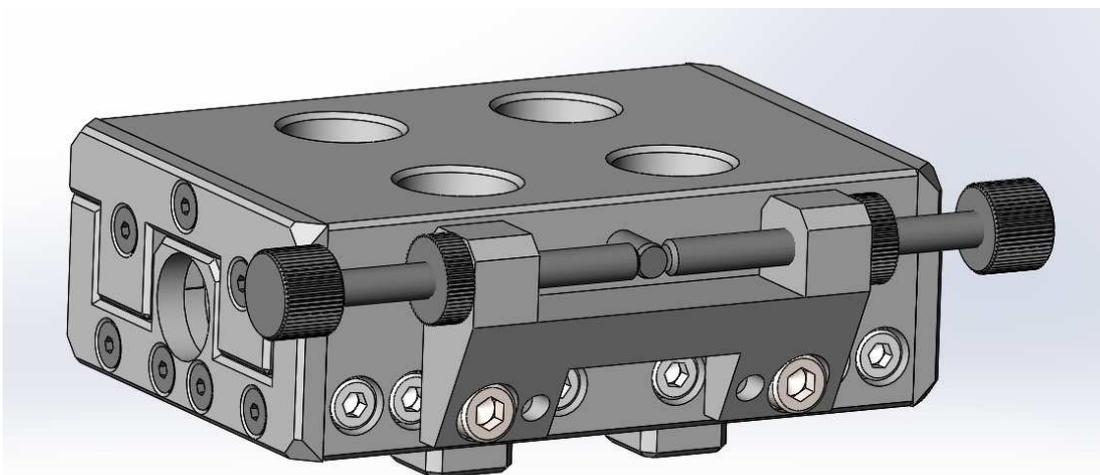


Abbildung 1: CAD-Baugruppenmodell eines Führungsschlittens

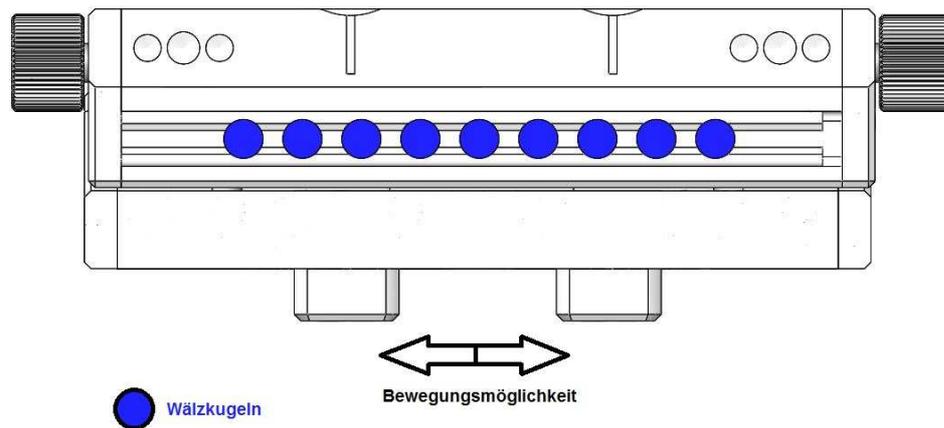


Abbildung 2: Schnitt durch den Führungsschlitten zum Betrachten der Lager

## 1.2 Problemstellung

In der Vergangenheit kam es immer wieder zu Reklamationen dieser Führungsschlitten, da diese aufgrund von Rastmarken in den Wälzlagerlaufbahnen sich nur noch schwer verschieben ließen. Ursächlich hierfür kann die Momentenbelastung, die durch die aufgebauten Messvorrichtungen und den dadurch auftretenden Hebelarm sowie die beim Aufspannen der zu messenden Bauteile aufgebrachten Kräfte entsteht, sein.

Aufgrund fehlender Berechnungs- und Theoriegrundlagen ist den Anwendern bisher nur eine maximale Belastung von 20kg bis 250kg (je nach Alufix-System) in senkrechter Richtung, also von oben auf den Führungsschlitten drückend, vorgegeben worden, vgl. [2].

Erschwerend kommt hinzu, dass vorhandene Unterlagen fehlerhaft und unvollständig sind.

## 1.3 Zielsetzung der Arbeit

Diese Arbeit soll sich nun mit der bisher nicht vorhandenen rechnerischen Auslegung der Führungsschlitten befassen, um den Anwendern genaue Vorgaben zu den ertragbaren Belastungen, auch in Form einer Faustformel, vorzugeben und Beanstandungen aufgrund unsachgemäßer Belastung durch den Anwender zu verringern. Außerdem sollen auf Basis der gewonnenen Analyseergebnisse Optimierungspotentiale des vorhandenen Führungsschlittens aufgedeckt, durchdacht und bewertet werden. Ebenfalls ist eine Neukonstruktion unter Beachtung der zu erstellenden Anforderungsliste denkbar.

Die Auswahl des Alufix-Systems, das in dieser Arbeit betrachtet werden soll, wird anhand eines Ähnlichkeitsvergleichs der vier Systemgrößen erfolgen.

Die Übertragung der Erkenntnisse aus dieser Aufgabenstellung auf die übrigen Systemgrößen sowie die Korrektur von Datenblättern und Kundeninformationen kann im Nachgang an diese Arbeit erfolgen.

Für diese Arbeit werden das CAD-Programm SolidWorks Premium 2014 mit der Simulation-Toolbox von Dassault Systèmes für die FE-Berechnungen und 3D-Modellierungen sowie eine Universalprüfmaschine der Fa. Sauter vom Typ TVM 30KN70N mit den dazugehörigen Messvorrichtungen und der Verarbeitungssoftware Sauter AFH – Fast / FD verwendet.

Die Berechnungen werden von Hand und mittels FEM-Software durchgeführt und durch zerstörende Versuche validiert.

## 2 Grundlagen

Um die in dieser Arbeit zu Papier gebrachten Berechnungen, Beobachtungen und Erkenntnisse entsprechend beschreiben und mit der übergeordneten Theorie vergleichen und verknüpfen zu können, werden in diesem Kapitel die dafür notwendigen Begriffe, Formeln und Zusammenhänge eingeführt.

### 2.1 Wälzlager

Wälzlager haben die wesentliche Funktion, Bewegungen zu übertragen, d.h. sich relativ zueinander bewegte Bauteile zu stützen und zu führen, sowie entstehende und aufgebrachte Kräfte weiterzuleiten. Zwischen den Hauptkomponenten tritt hauptsächlich Rollreibung auf. [3]

Ein Wälzlager besteht aus Innen- und Außenring bzw. aus Führungsschienen bei Linearwälzlagern, Wälzkörpern in Form von Kugeln, Zylinderrollen, Tonnenrollen, Kegelrollen oder Nadelrollen und i.d.R. einem Führungskäfig, der die Wälzkörper in gleichmäßigem Abstand hält und eine Berührung der Wälzkörper untereinander verhindert.

Lineare Wälzlager übertragen lineare Bewegungen. Sie bestehen im vorliegenden Fall aus Drahtlaufstäben, Kugeln und Kugelkäfigen.

Laut [4] ist eine bleibende Gesamtverformung des 0,0001fachen des Wälzkörperdurchmessers im Mittelpunkt der Belastungsstelle, die am höchsten belastet ist, zulässig, ohne dass das Betriebsverhalten des Lagers beeinträchtigt wird. Dieses kann, darauf deuten verschiedenen Versuche hin, mit einer Belastung von  $4200 \frac{N}{mm^2}$  bis  $4600 \frac{N}{mm^2}$  gleichgesetzt werden.

Der Lagerhersteller der derzeit verwendeten Lager gibt  $3500 \frac{N}{mm^2}$ <sup>1</sup> als maximal zulässige Flächenpressung im Kontaktbereich vor.

Um ein Wälzlager richtig auslegen zu können, sind die Lagerkataloge der entsprechenden Hersteller und die dort angegebenen Auslegungshinweise zu beachten.

Da Führungsschlitten nur selten und mit  $v \leq 0,1 \frac{m}{s}$  bewegt werden, ist es zulässig, dass die Auslegung rein statisch erfolgt. [5]

Für die nachfolgenden Angaben gelten die in Abbildung 3 dargestellten Konventionen.

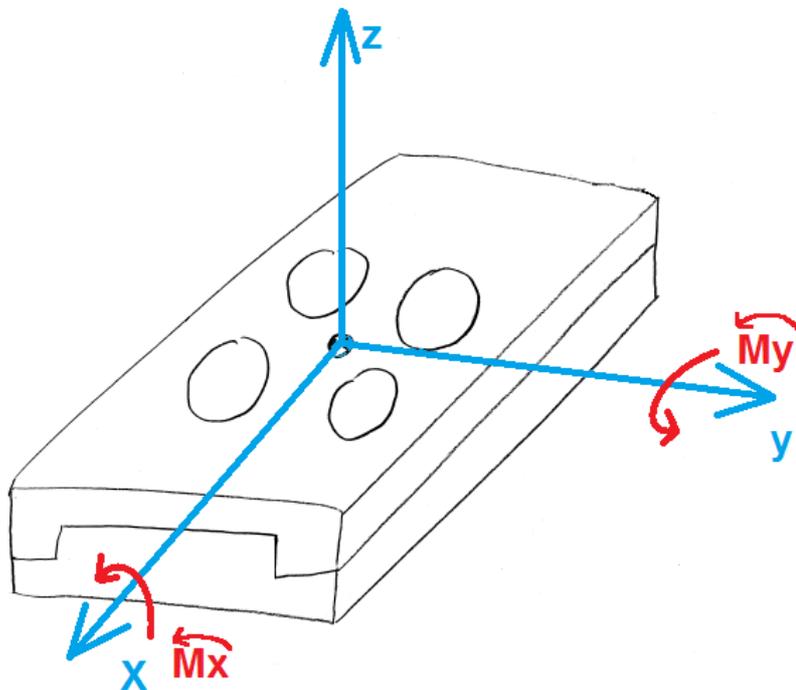


Abbildung 3: Koordinaten- und Momentenkonvention

<sup>1</sup> Gespräch mit Herrn Stefan Strobel, Fa. Franke GmbH, am 20.11.2015

## 2.2 Flächenpressung (nach [6])

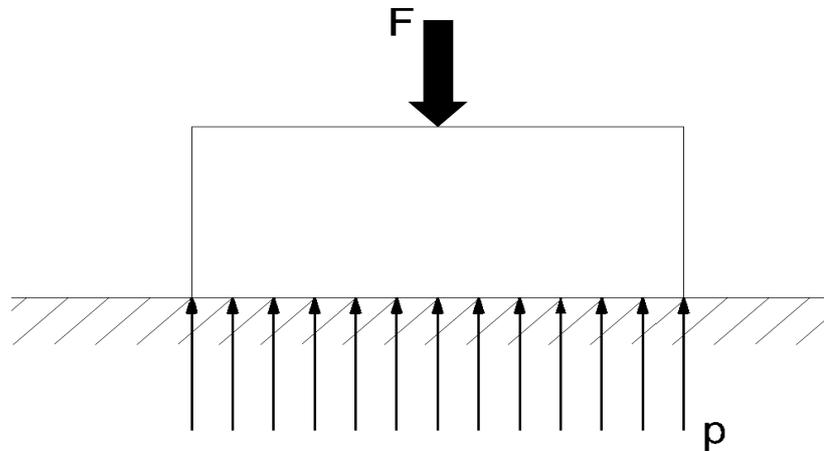


Abbildung 4: Flächenpressung (modifiziert nach [6])

Der Terminus Flächenpressung wird verwendet, wenn zwei Bauteile, von denen mindestens eines mit einer Kraft  $F$  belastet wird, gegeneinander gepresst werden. Die für viele Dimensionierungen im Maschinenbau verwendete Flächenpressung ist eine – zum Teil grobe – Näherung, da z.B. bei der Lochleibung mit der projizierten und nicht der realen Fläche gerechnet wird und als weitere Vereinfachung angenommen wird, dass die Spannungsverteilung der Pressung in der Berührungsfläche gleichmäßig sei. Dennoch haben sich die verwendeten Modelle der Flächenpressung aber als ausreichend erwiesen, vgl. auch [6].

Flächenpressung berechnet sich nach:

$$p = \frac{F}{A_p} \quad (2.1)$$

mit der Pressfläche respektive projizierten Fläche

$$A_p = l \cdot B$$

bzw.

$$A_p = d \cdot l$$

bei Lagerpressung, vgl. Abbildung 5.

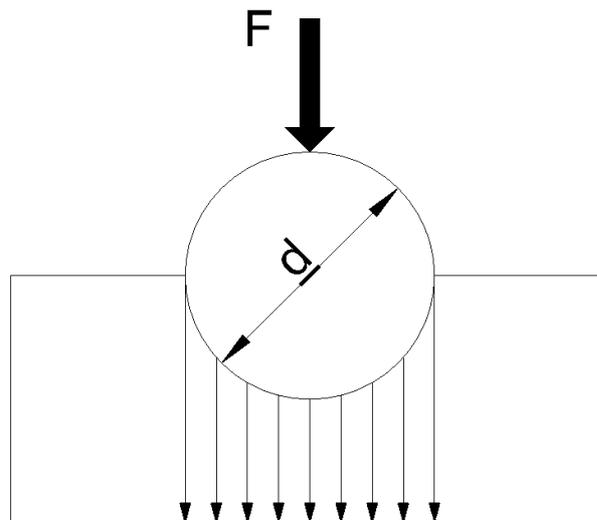


Abbildung 5: Lagerpressung (modifiziert nach [7])

## 2.3 Hertzsche Pressung

In der Theorie der Elasticität (sic!) werden als Ursachen der Deformation theils (sic!) Kräfte, welche auf das Innere der Körper wirken, theils (sic!) auf die Oberfläche wirkenden Druckkräfte angenommen. Für beide Arten von Kräften kann der Fall eintreten, dass dieselben in einzelnen unendlich kleinen Theilen (sic!) der Körper unendlich gross (sic!) werden, so zwar, dass die Integrale der Kräfte über diese Theile (sic!) genommen einen endlichen Werth (sic!) behalten. Beschreiben wir alsdann um den Unstetigkeitspunkt eine geschlossene Fläche, deren Dimension sehr klein gegen die Dimensionen des ganzen Körpers sind, sehr gross (sic!) hingegen im Vergleich zu den Dimensionen des Theils (sic!), in welchem die Kräfte angreifen, so können die Deformationen ausserhalb (sic!) und innerhalb dieser Fläche ganz unabhängig von einander (sic!) betrachtet werden. Ausserhalb (sic!) hängen die Deformationen ab von der Gestalt des Gesamtkörpers, der Vertheilung (sic!) der übrigen Kräfte und den endlichen Integralen der Kraftcomponenten (sic!) im Unstetigkeitspunkte, innerhalb hängen sie nur ab von der Vertheilung (sic!) der im Innern selbst angreifenden Kräfte. Die Drucke und Deformationen im Innern sind gegen die Aeussern (sic!) unendlich gross (sic!).[8]

Mit vorangegangenen Zitat beschreibt Heinrich Hertz zu Beginn in seinem Aufsatz „Ueber (sic!) die Berührung fester elastischer Körper“ den Punkt- und Linienkontakt zweier sich berührender Körper, die sog. Hertzsche Pressung, welche einen Sonderfall der Flächenpressung darstellt. Die Hertzsche Pressung beschreibt folglich die größte Spannung, die in der Mitte der Berührungsfläche zweier elastischer, also verformbarer, Körper auftritt, deren Berührungsfläche im Vergleich zu den übrigen geometrischen Abmessungen klein ist.

Die Hertzsche Pressung ist nur gültig bei linearen, elastischen, homogenen und isotropen Werkstoffen, ebener und gegenüber den Abmessungen der Körper kleiner Kontaktfläche, Reibungsfreiheit und nicht-auftretender Schubspannung in der Kontaktfläche. [7]

Diese Theorie ist mathematisch auf ihre Gültigkeit überprüft und wird in der Technik v.a. für die Berechnung von Zahnrädern und Wälzlagern verwendet. Mit der Hertzschen Pressung wird eine rein statische Belastung berechnet. Eine ausführliche Herleitung und Erläuterung findet sich bei Mundt.[9]

Auch wenn in praktischen Anwendungen nicht alle Voraussetzungen erfüllt sind, lässt sich das bestehende Kontaktproblem durch die Hertzsche Theorie ausreichend genau annähern. [6]

### 2.3.1 Grundlagen der Theorie (nach [10])

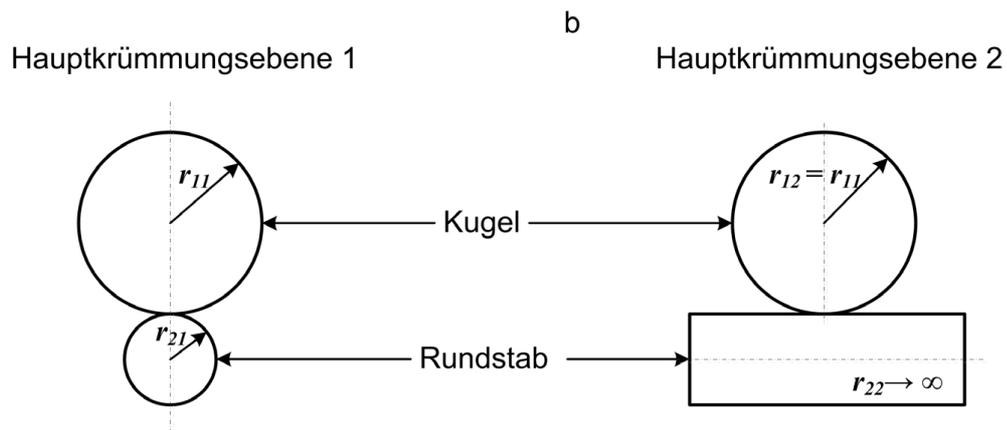


Abbildung 6: Erste (a) und zweite (b) Hauptkrümmungsebene bei einem Punktkontakt zwischen Kugel und Rundstab (vgl. auch [6])

Die Hertzsche Pressung berechnet sich unter hinzuziehen der Hertzschen Beiwerte  $\xi, \eta, \delta$  und  $\psi$  allgemein nach:

$$p_0 = \frac{1}{\xi \cdot \eta} \cdot \sqrt[3]{\frac{3 \cdot F \cdot E^2 \cdot (\Sigma k)^2}{8 \cdot \pi^3 \cdot (1 - \nu^2)^2}} \quad (2.2)$$

mit

$$\Sigma k = k_{11} + k_{12} + k_{21} + k_{22}$$

und

$$k = \frac{1}{r}$$

Die Näherung der beiden Körper bzw. Gesamtabplattung ergibt sich aus:

$$\delta = \frac{\psi}{\xi} \cdot \sqrt[3]{\frac{9 \cdot F^2 \cdot \Sigma k \cdot (1 - \nu^2)^2}{8 \cdot E^2}} \quad (2.3)$$

Die Halbachsen der sich ausbildenden Druckellipse berechnen sich nach:

$$a = \xi \cdot \sqrt[3]{\frac{3 \cdot F \cdot (1 - \nu^2)}{E \cdot \Sigma k}} \quad (2.4 \text{ a})$$

$$b = \eta \cdot \sqrt[3]{\frac{3 \cdot F \cdot (1 - \nu^2)}{E \cdot \Sigma k}} \quad (2.4 \text{ b})$$

Bei unterschiedlichen Materialien gilt für das Elastizitätsmodul:

$$\frac{1 - \nu^2}{E} = \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \quad (2.5)$$

Die Hertzschen Beiwerte sind Tabellenwerte, die sich unter Berechnung der Hilfsgröße  $\cos(\tau)$  ergeben:

$$\cos(\tau) = \frac{k_{11} - k_{12} + k_{21} - k_{22}}{\Sigma k} \quad (2.6)$$

### 2.3.2 Punktberührung (nach [7])

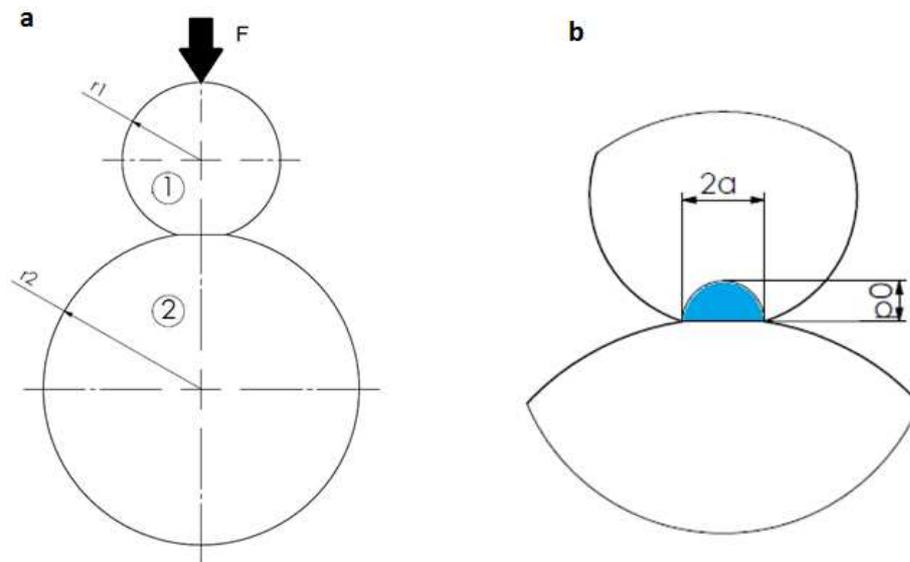


Abbildung 7: Punktberührung zweier Kugeln mit Kräfteinwirkung (a) und Druckverteilung um die Berührungsfläche (b) (modifiziert nach [7])

Zur Punktberührung kommt es beim Kontakt zwischen zwei Kugeln, Ebene und Kugel sowie Kugel und konkaver Fläche. An dieser Stelle lässt sich die Hertzsche Pressung durch Formel (2.7) berechnen. Die Hertzschen Beiwerte sind in den jeweiligen Formeln berücksichtigt. Die Formeln sind zur einfacheren Anwendung mathematisch umgeformt und zusammengefasst.

$$p_0 = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt[3]{\frac{1,5 \cdot F \cdot E^2}{r^2 \cdot (1-\nu^2)^2}} \quad (2.7)$$

mit

$$r = \frac{r_1 \cdot r_2}{r_1 + r_2} \quad (2.8)$$

anstelle der Summe der Krümmungen  $\Sigma k$ , die sich aus den Kehrwerten der einzelnen Radien zusammensetzt.

$\frac{E}{1-\nu^2}$  ergibt sich aus dem Kehrwert der kombinierten Elastizitätsmodule bei unterschiedlichen Werkstoffen, der sich nach Formel (2.5) berechnen lässt.

Die Punktberührung Kugel-konkave Fläche führt zu einem negativen Radius  $r_2$  ( $r_2 < 0$ ). Bei Kugel-Ebene-Kontakt wird Radius  $r_2$  unendlich, sodass  $r = r_1$  wird, vgl. Abbildung 8.

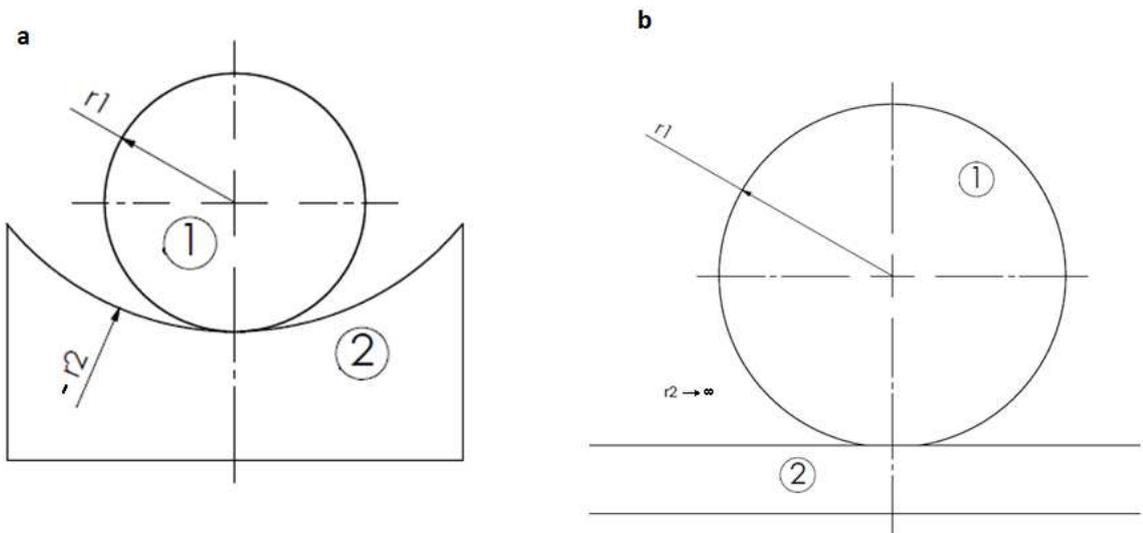


Abbildung 8: Kugel konkave Fläche (a) und Kugel Ebene (b) (modifiziert nach [8])

Die Halbachsen der Druckellipsen sind für den Punktkontakt identisch:

$$a = b = \sqrt[3]{\frac{1,5 \cdot F \cdot r \cdot (1 - \nu^2)}{E}} \quad (2.9)$$

Dadurch ergibt sich die Gesamtabplattung bzw. die Näherung der Körper zu:

$$\delta = \frac{a^2}{r} \quad (2.10)$$

### 2.3.3 Linienberührung (nach [7])

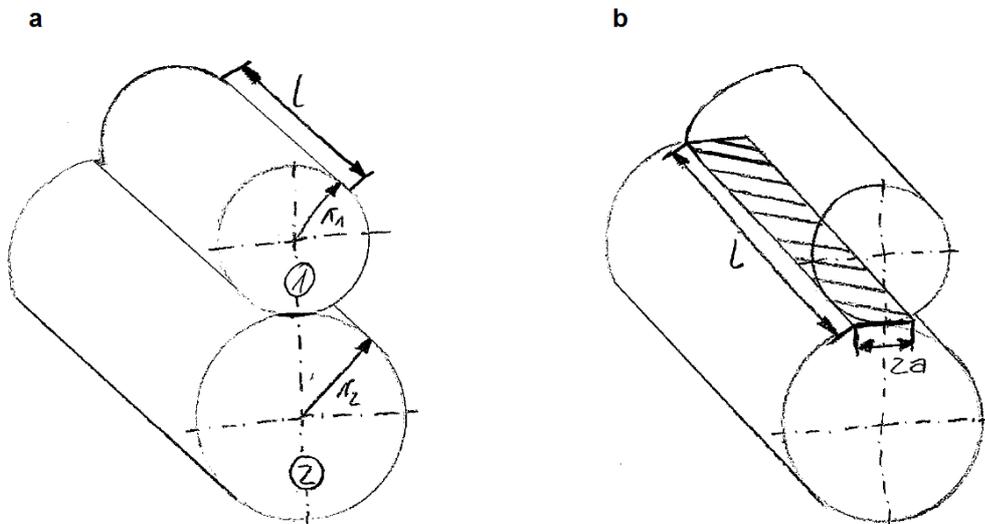


Abbildung 9: Linienberührung Zylinder-Zylinder (a) und Berührungsfläche (b) (modifiziert nach [7])

Zur Linienberührung kommt es sowohl zwischen Zylinder und Zylinder als auch zwischen Zylinder und Ebene als auch zwischen Zylinder und konkaver Fläche. Für die Hertzsche Pressung bei Linienkontakt wird Formel (2.11) angewendet. Die Hertzschen Beiwerte sind in den jeweiligen Formeln berücksichtigt. Die Formeln sind zur einfacheren Anwendung mathematisch umgeformt und zusammengefasst.

$$p_0 = \sqrt{\frac{F \cdot E}{2 \cdot \pi \cdot r \cdot l \cdot (1 - \nu^2)}} \quad (2.11)$$

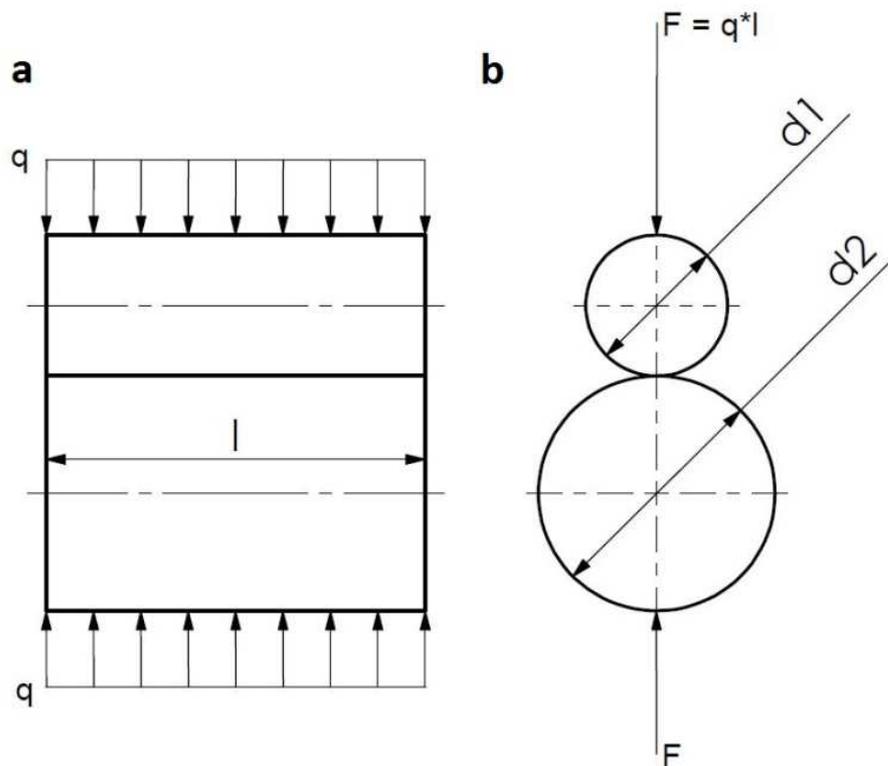


Abbildung 10: Zylinder-Zylinder-Kontakt mit Krafteinwirkung: Seitenansicht (a) und Vorderansicht (b) (modifiziert nach [10])

Der Radius ergibt sich - wie auch bei der Punktberührung - aus Formel (2.8), ebenso ist  $\frac{E}{1-\nu^2}$  der Kehrwert von Formel (2.5).

Die Linienberührung von Zylinder und konkaver Fläche führt zu einem negativen Radius  $r_2$  ( $r_2 < 0$ ). Bei Zylinder-Ebene-Kontakt wird der Radius  $r_2$  unendlich, sodass  $r = r_1$  wird, vgl. Abbildung 11.

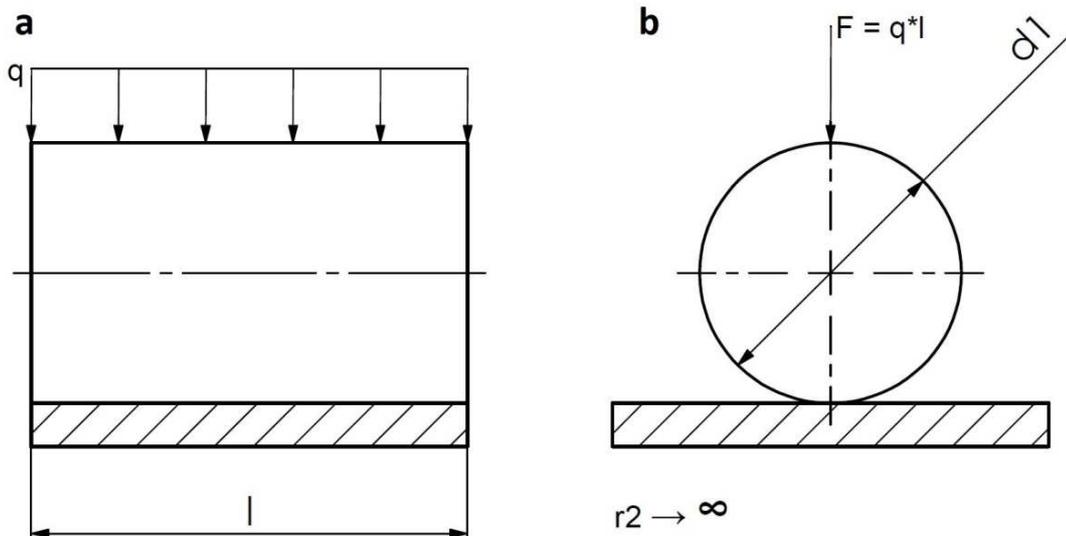


Abbildung 11: Zylinder-Ebene-Kontakt mit Kräfteinwirkung: Seitenansicht (a) und Vorderansicht (b) (modifiziert nach [10])

Die Halbachsen der Druckellipsen sind für den Linienkontakt nicht identisch. Sie ergeben sich zu:

$$a = l \quad (2.12 \text{ a})$$

$$b = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot F \cdot r \cdot (1 - \nu^2)}{\pi \cdot l \cdot E}} \quad (2.12 \text{ b})$$

## 2.4 FEM

### 2.4.1 Theoretische Grundlagen und Prinzipien

FEM wird bei komplexen Problemen eingesetzt, die durch die üblichen Mittel z.B. der technischen Mechanik nicht oder nur sehr schwierig zu lösen sind. In der FEM wird das zu lösende Problem auf ein Matrixsystem, das analytisch gelöst werden kann, reduziert und vereinfacht. Richtig eingesetzt ist es durch FEM-Simulation möglich, realitätsnahe Aussagen u.a. über Spannungen und Verformungen zu treffen und dadurch Zeit und Kosten in der Produktentwicklung einzusparen, vgl. [11]. Die Prüfung auf Plausibilität und Verwertbarkeit der erhaltenen Daten obliegt allerdings immer noch dem Anwender der FEM.

Das Einsatzgebiet der Finite-Elemente-Methode ist breit gefächert:

- Akustik (z.B. Schallverteilung)
- Crash-Verhalten (z.B. Verformungen, Beschleunigungen)

- Dynamik (z.B. Eigenfrequenzen)
- Elektrotechnik (z.B. elektrische Felder, Magnetismus)
- Optimierungsprobleme (z.B. DoE)
- Stabilitätsproblem (z.B. Knicken, Beulen)
- Statik (z.B. Spannungen und Verformungen)
- Strömungsprobleme (z.B. Geschwindigkeiten, Drücke)
- Temperaturprobleme (z.B. Temperaturverteilungen, Spannungen / Dehnungen aufgrund von Temperatureinfluss)
- Umformprozesse.

Die Finiten-Elemente-Methode, auch als FE-Methode bezeichnet, bedient sich zur Lösung verschiedenster mechanischer und anderer physikalischer Problemstellungen des Prinzips der virtuellen Verrückungen an einer endlichen, also finiten, Anzahl von Elementen, die durch die Diskretisierung des Modells entstanden sind.

Das Prinzip der virtuellen Verrückungen beruht auf der mathematischen Lösung der Balken-Differentialgleichung:

$$-EA \cdot u''(x) = p(x) \quad (2.13)$$

In diese wird eine gedachte, also virtuelle, Verschiebung  $s$  eingesetzt. Diese muss nun lediglich die geometrischen Randbedingungen, also die Lagerbedingungen, des Elements erfüllen:

$$-\int_0^l EA \cdot u''(x) \cdot s(x) dx = \int_0^l p(x) \cdot s(x) dx \quad (2.14)$$

Die Gleichung (2.14) wird nun mittels partieller Integration so umgeformt, dass  $u(x)$  und  $s(x)$  die gleiche Ableitungsstufe erreichen:

$$-\int_0^l EA \cdot u'(x) \cdot s'(x) dx = \int_0^l p(x) \cdot s(x) dx + [N \cdot s]_0^l \quad (2.15)$$

mit

$$N = EA \cdot u'$$

Es gilt nun, dass die innere virtuelle Arbeit links gleich der äußeren virtuellen Arbeit rechts sein muss. Die FEM löst diese Gleichung numerisch für die unbekanntenen Knotenverschiebungen  $u$ . Der hierzu gewählte FE-Ansatz lautet:

$$u_h = \sum_{i=1}^n u_i \cdot \varphi_i(x) \quad (2.16)$$

mit den unbekanntenen Knotenverschiebungen  $u_i$  und selbstgewählten, vorgegebenen Ansatzfunktionen für die Verformung des Elementes  $\varphi_i(x)$ .

Die Ansatzfunktionen sind i.d.R. linear oder quadratisch. Es können auch beliebige andere mathematische Funktionen verwendet werden, solange durch diese die geometrischen Randbedingungen erfüllt werden. Zur Beschreibung der virtuellen Verschiebungen werden dieselben Funktionen wie für die Ansatzfunktion gewählt:

$$s(x) = \varphi(x) \quad (2.17)$$

Setzt man nun die Gleichungen (2.16) und (2.17) in (2.15) ein und löst nach den unbekanntenen Knotenverschiebungen  $u$  auf, erhält man ein Gleichungssystem mit so vielen Gleichungen wie Unbekannte vorhanden sind. Die Formel lautet in Matrizen überführt:

$$\underline{k} \cdot \underline{u} = \underline{f} \quad (2.18)$$

Dabei ist  $\underline{k}$  die Steifigkeitsmatrix,  $\underline{u}$  der Vektor der unbekanntenen Knotenverschiebung und  $\underline{f}$  der Vektor der äquivalenten Knotenkräfte.

Diese Gleichung ist die Grundlage einer jeden FEM-Berechnung. Bei jeder Berechnung muss diese Matrixgleichung aufgestellt und gelöst werden, was z.T. großen numerischen Aufwand bedeutet, aber glücklicherweise bei heutigen Rechnern i.d.R. kein Problem mehr darstellt und vom FE-Programm selbstständig erledigt wird.

Die Diskretisierung der zu berechnenden Modelle kann mit einer Vielzahl von Elementen geschehen: Man unterscheidet zwischen 1D-, 2D- und 3D-Problemen.

Bei 1D-Problemen handelt es sich um den Zug-/Druckstab und den Balken. Um diese zu verfeinern, kann die Element- und damit die Knotenanzahl erhöht werden. Es findet keine detaillierte Vernetzung statt.

2D-Probleme haben Ausdehnungen in zwei Koordinatenrichtungen. Diese Probleme werden mittels dreieckigen oder quadratischen Elementen vernetzt. Die Modellierungselemente unterscheiden sich in der Anzahl ihrer Knoten, bedingt durch die Ansatzfunktionen, und den daraus resultierenden Freiheitsgraden.

Die Ausdehnung in drei Koordinatenrichtungen zeichnet 3D-Probleme aus. Hier erfolgt die Vernetzung durch Volumenelemente in Hexaeder-, Pentaeder- und Tetraederform. Auch hier ist die Unterscheidung anhand der Knoten und der daraus resultierenden Freiheitsgrade möglich.

Ein gutes und ausreichend feines, sprich auskonvergiertes, Netz zeichnet sich dadurch aus,

dass sich die berechneten Spannungs- und Dehnungswerte bei weiterer Verfeinerung nicht mehr signifikant ändern ( $< 2\%$ ).

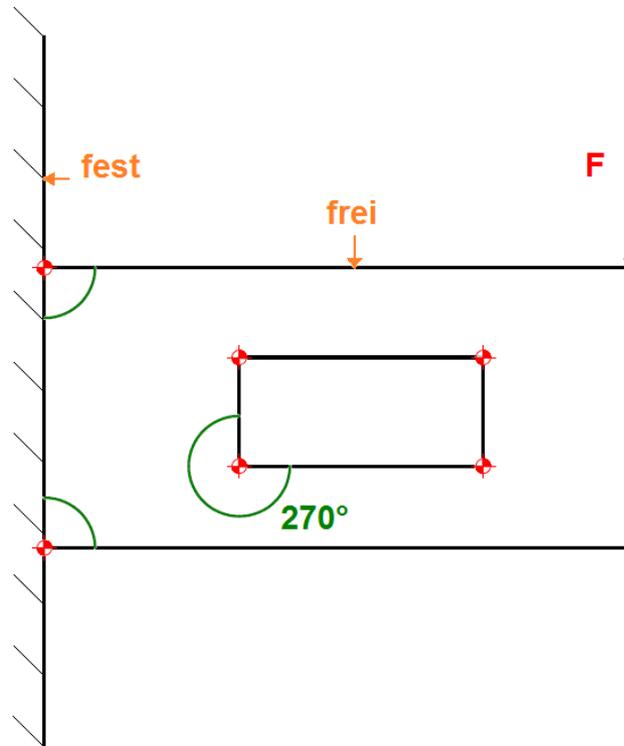


Abbildung 12: Entstehungsstellen für Singularitäten (modifiziert nach [12])

Zu beachten sind hier Singularitäten, die auftreten, wenn die in Tabelle 1 angegebenen Winkel überschritten werden. Beispiele für Stellen, an denen Singularitäten auftreten können, sind in Abbildung 12 gezeigt. Singularitäten zeichnen sich dadurch aus, dass, selbst bei weiterer Verfeinerung des Netzes, die Spannungs- und Dehnungswerte nicht konvergieren.[12] Um die kritischen Winkel zu umgehen, sollten an den entsprechenden Stellen Radien vorgesehen werden.

Da es sich bei dem vorliegenden Problem um ein statisches handelt, wird im Folgenden mit der statischen FEM-Analyse gearbeitet.

In der Statik werden Belastungen konstant und zeitunabhängig aufgebracht. Für den vorliegenden Fall sind das je ein Moment um die x- und y-Achse und eine senkrechte Kraft in negativer z-Richtung.

Tabelle 1: Kritische Winkel mit hoher Wahrscheinlichkeit zur Singularität [12]

Lagerung der Ecke <sup>2</sup>	kritischer Winkel <sup>3</sup>
frei – frei	180°
fest – frei	≈ 63°
fest – fest	180°

## 2.4.2 SolidWorks-Simulation-Toolbox

Die Finite-Elemente-Analysen, die mit der SolidWorks-Simulation-Toolbox durchgeführt werden, basieren auf der in Kapitel 2.4.1 beschriebenen Annahme der virtuellen Verrückungen. Mit Hilfe dieser Verschiebungsformeln können die durch innere und äußere Lasten verursachte Verschiebungen, Spannungen und Dehnungen von Bauteilen berechnet werden.

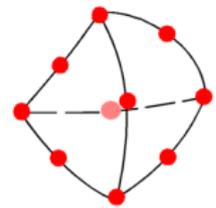


Abbildung 13: Tetraeder-Element [13]

Da es sich bei dem in der SolidWorks-Simulation-Toolbox enthaltenem Vernetzer, um einen automatischen Vernetzer handelt, ist die Auswahl der genutzten Modellierungselemente stark begrenzt. Die automatische Vernetzung nutzt nur Stab- und Balkenelemente sowie Dreiecke und Tetraeder mit Ansatzfunktionen jeweils erster und zweiter Ordnung als Modellierungselemente.

Abbildung 13 zeigt ein tetraedrisches Element; die Knoten sind durch rote Punkte dargestellt, die Kanten können abgerundet oder geradlinig verlaufen.

Ein Vorteil der Nutzung der SolidWorks-Simulation-Toolbox liegt in der Integrierung dieser in SolidWorks 3D-CAD, da hier während des Vernetzungsprozesses die exakte Geometrie des Bauteils bekannt ist. Die Ergebnisse der Analyse sind umso genauer, je genauer das Netz mit der Produktgeometrie übereinstimmt.

Verbindungselemente wie z.B. Schrauben und Lager können über sog. Features als Verbindungsglieder mit vorgebbaren Vorspannkräften und –momenten eingefügt werden.

<sup>2</sup> Linienbezogen; Die gesamte Kante muss fest sein, nicht nur ein Punkt.

<sup>3</sup> Wird der Innenwinkel im Bauteil größer als der kritische Winkel, entstehen Singularitäten, vgl. Abbildung 12.

Neben der Berechnung von Einzelteilen können auch ganze Baugruppen vernetzt und simuliert werden. [13]

Der Benutzer der Software gibt neben den Bauteilen, das Material, die Verbindungsglieder, Kontaktsätze, die Einspannungen sowie die aufgebrachtten äußeren Lasten vor. Das vorgegebene Material umfasst u.a. den spezifischen Elastizitätsmodul und die Poissonzahl. Für die übrigen Vorgaben gibt es eine Vielzahl von Einstellungsmöglichkeiten, die individuell für jede durchzuführende Studie ausgewählt werden müssen. Die für die folgende Untersuchung getätigten Einstellungen werden in Kapitel 4.2.2 genannt und erläutert.

Als Solver stehen zwei direkte und ein iterativer Solver zur Verfügung:

Der direkte Direct Sparse Solver erzeugt die Lösung mit genauen numerischen Methoden. Dabei werden die Nullen der Matrizen zur Lösungsfindung genutzt. Die Genauigkeit dieses Solvers ist i.d.R. höher als beim iterativen bei kleinen und mittleren Problemen ( $< 100.000 DoF$ ). Die Speicheranforderungen dieses Solvers sind hoch und nehmen schneller zu als die Größe des Problems.

Der zweite direkte Solver ist der Large Problem Direct Sparse. Dieser Solver hat die Möglichkeit, in mehreren Kernen Rechenoperationen durchzuführen. Der Large Problem Direct Sparse Solver wird verwendet, wenn nicht ausreichend Arbeitsspeicher zur Verfügung steht und sollte nur verwendet werden, wenn die übrigen Solver zu keinen Lösungen kommen.

Der iterative Solver FFEPlus nutzt zur Lösung des Problems das implizite Integrationsverfahren. Dabei wird in jedem Iterationsschritt die Lösung der Matrizengleichung und sowie der Fehler zu einem vorgegebenen Maximalfehler berechnet. Die Iteration bricht ab, wenn der Fehler kleiner oder gleich dem vorgegebenen Maximalfehler liegt. Der FFEPlus Solver ist ab  $100.000 DoF$  am geeignetsten. [14]

Nach erfolgreicher Simulation ist eine Vielzahl von Ausgabedaten abrufbar. Für diese Arbeit werden die Normalspannungen  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  der drei Hauptrichtungen, die auch als Hauptspannungen bezeichnet werden, die Vergleichsspannung  $\sigma_v$  nach von Mises, auch Gestaltänderungsenergiehypothese genannt, die äquivalente Dehnung  $ESTRN$  sowie die resultierende Verschiebung  $URES$  ausgewertet.

Eine Herleitung der drei Hauptspannungen ist z.B. in [15] zu finden.

Die Vergleichsspannung nach von Mises setzt sich aus den drei Hauptspannungen nach nachfolgender Formel zusammen, eine Herleitung ist z.B. in [16] zu finden.

$$\sigma_v = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]} \quad (2.19)$$

Für die resultierende Verschiebung  $URES$  gibt SolidWorks keine Berechnungsvorschrift vor, alle vorhandenen Informationen sind [13] entnommen. Zusammengesetzt wird diese Verschiebung aus den Verschiebungen  $UX$ ,  $UY$  und  $UZ$ , die die Verschiebungen in Koordinatenrichtung des gewählten, globalen Koordinatensystems darstellen.

Die Definition der äquivalenten Dehnung  $ESTRN$  ist ebenfalls [13] zu entnehmen. Diese setzt sich aus den Normaldehnungen  $EPSX, EPSY, EPSZ$  in Koordinatenrichtung des gewählten, globalen Koordinatensystems und den Schubspannungen  $GMXY, GMXZ, GMYZ$  ebenfalls in Koordinatenrichtung des gewählten, globalen Koordinatensystems auf den jeweiligen Koordinatenebenen, wie folgt, zusammen:

$$ESTRN = 2 \cdot \left[ \frac{(\varepsilon_1 + \varepsilon_2)}{3} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.20)$$

mit

$$\varepsilon_1 = \frac{(EPSX - \varepsilon^*)^2 + (EPSY - \varepsilon^*)^2 + (EPSZ - \varepsilon^*)^2}{2}$$

und

$$\varepsilon_2 = \frac{(GMXY)^2 + (GMXZ)^2 + (GMYZ)^2}{4}$$

und

$$\varepsilon^* = \frac{EPSX + EPSY + EPSZ}{3}.$$

## 2.5 Verwendete Messtechnik

Um die FEM-Ergebnisse auf Plausibilität zu überprüfen und die Kräfteinwirkung sinnvoll zu dokumentieren, ist der Einsatz geeigneter Messtechnik unverzichtbar. Im Folgenden wird die verwendete Messtechnik, sowie die genutzte Software vorgestellt. Der Versuch an sich wird in Kapitel 4.4 beschrieben und erläutert.

### 2.5.1 Universalprüfmaschine und dazugehörige Peripherie

Universalprüfmaschinen werden zur Ermittlung von Werkstoff- oder Werkstückeigenschaften eingesetzt. Es können Zug- und Druckversuche durchgeführt werden, bei denen der zurückgelegte Weg und die aufgebrachte Kraft in einem Kraft-Weg-Diagramm bzw. die Zeit der Kraftaufbringung und die aufgewandte Kraft in einem Kraft-Zeit-Diagramm festgehalten werden.

Aus diesen Diagrammen lassen sich Aussagen über das Werkstoff- und Werkstückverhalten hinsichtlich Belastbarkeit, Elastizität und plastischer Verformung ableiten.



Abbildung 14: Universalprüfmaschine Sauter TVM 30KN70N

Für den Versuch zur Überprüfung der FEM-Ergebnisse steht eine Universalprüfmaschine vom Typ Sauter TVM 30KN70N, Seriennummer 4R13010141, aus dem Labor für Maschinenelemente und Tribologie der HAW Hamburg zur Verfügung, vgl. Abbildung 14.

Neben der Verfahrgeschwindigkeit sind auch Belastungszyklen einstellbar. Das Verfahren kann automatisiert oder manuell erfolgen. Das automatisierte Verfahren wird u.a. über die weiter unten beschriebene Software gesteuert.

Der Antrieb der unteren, bewegten Traverse wird mittels Elektromotor sowie einer entsprechend übersetzten Spindel sichergestellt. Auf der Grundplatte dieser Spindel sind M10-Gewindebohrungen vorhanden, um individuelle Adapter aufnehmen zu können.

Die technischen Daten laut [17] sind in nachfolgender Tabelle zusammengefasst, eine detaillierte Übersicht über den Aufbau und das Bedienfeld ist im Anhang zu finden, alle weiteren Daten und die Vorgehensweise zur Arbeit mit der Prüfmaschine sind [17] zu entnehmen.

Tabelle 2: Technische Daten Universalprüfmaschine Sauter TVM 30KN70N [17]

Typ	TVM 30KN70N
Maximale Kraft	30.000N
Geschwindigkeitsbereich	5 - 70 $\frac{mm}{min}$
Geschwindigkeitsgenauigkeit	2,1 $\frac{mm}{min}$
Maximale Fahrlänge (Y)	214mm, durch elektronische Endschalter gesichert
Netzanschluss	220V; 50/60Hz
Arbeitstemperatur	+10°C - +30°C

Um die aufgebrachte Kraft zu messen, ist die Prüfmaschine mit einem Kraftsensor des Typs Sauter FH 50k, Seriennummer 5F13I00433, ausgestattet, vgl. Abbildung 15. Der Messbereich liegt zwischen 0N und 50000N. Die Messunsicherheit liegt bei  $\pm 250N$ , die Messfrequenz beträgt 2000Hz.[18] Der Kraftsensor besitzt auf der Unterseite ein M12-Gewinde zum Befestigen unterschiedlicher Zug- oder Druckadapter.

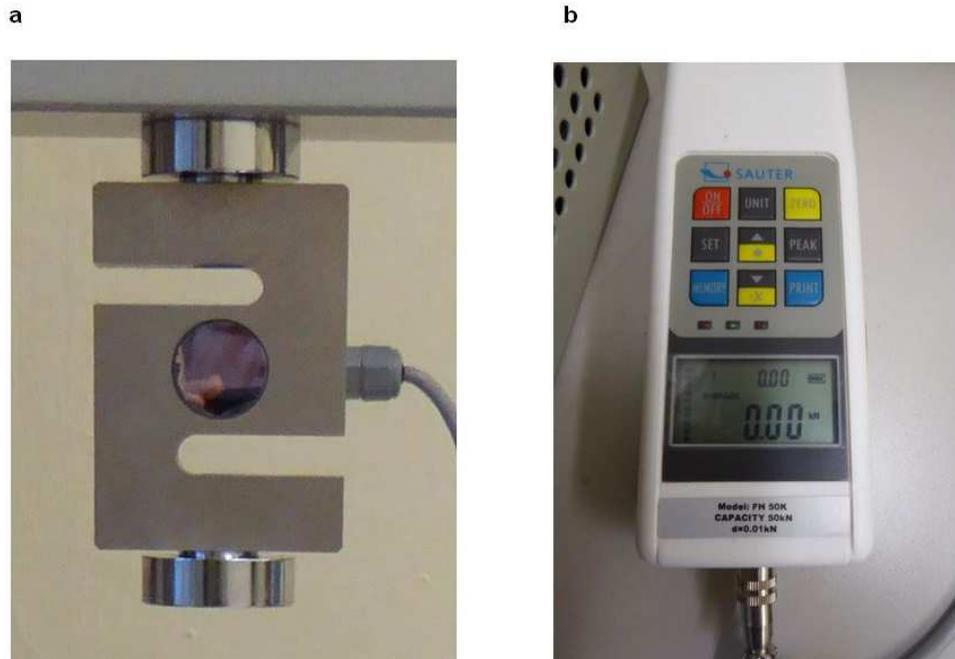


Abbildung 15: Kraftsensor Sauter FH 50k: Kraftaufnehmer (a) und Bedieneinheit / Anzeige (b)

Bei der Verwendung des Kraftsensors ist darauf zu achten, dass die Belastung fluchtend auf den Sensor wirkt, da andernfalls der Sensor Schaden nehmen kann, vgl. Abbildung 16. Auch ist die angegebene Höchstlast zwingend einzuhalten, da es andernfalls zum Bruch des Sensors kommen kann. [18]

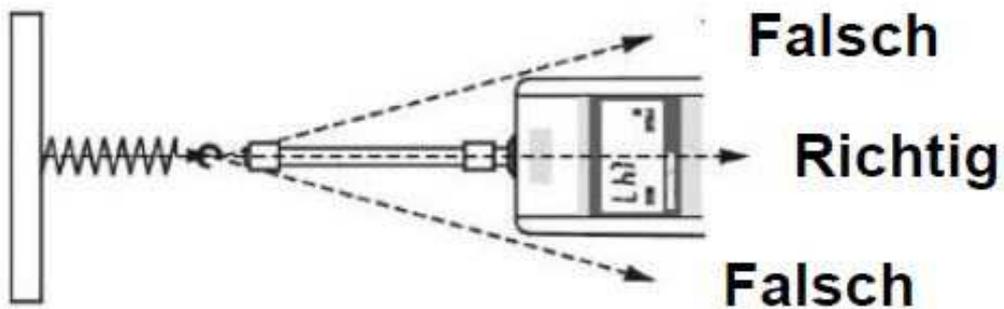


Abbildung 16: Belastungsvorschrift Kraftsensor [18]

Der Verfahrenweg der Prüfmaschine wird durch ein dem in Abbildung 17 ähnliches Längenmessgerät vom Typ Sauter LB 300-2 erfasst. Der Messbereich liegt zwischen  $0\text{mm}$  und maximal  $300\text{mm}$  bei einer Ablesbarkeit von  $0,01\text{mm}$ , vgl. [19].



Abbildung 17: Präzisionsmessschieber LB 300-2 [19]

Die aufzuzeichnenden Daten werden an die Datenverarbeitungs- und Datenaufzeichnungssoftware Sauter AFH – Fast / FD mit dazugehöriger Rechnerperipherie via USB-Verbindung weitergeleitet.

Die ankommenden Daten können in einer Kraft-Zeit-Kurve mit der Einstellung AFH-FAST oder als Kraft-Weg-Diagramm beschrieben werden. Einstellbar sind die Maximalbelastung, die Abtastrate und diverse Optionen für die Darstellung des gewählten Diagrammtyps.

Die erhaltenen Messschriebe in Form der Diagramme können direkt gedruckt werden. Sollten die Datenpunkte anderweitig zur Verfügung stehen, können diese als XML-Datei abgespeichert und z.B. in eine Excel-Arbeitsmappe zur Weiterverarbeitung übertragen werden.

## 2.5.2 Fühlhebelmessgerät nach DIN2270

Fühlhebelmessgeräte dienen in erster Linie dem Messen von Rundlauf-, Planlauf-, Parallelitäts- und Ebenheitsabweichungen und unterstützen das Zentrieren von Wellen oder Bohrungen sowie das parallele oder rechtwinklige Ausrichten von Werkstücken. [20]

Fühlhebelmessgeräte haben, anders als bei Messuhren, einen winkelbeweglichen Fühlhebel, um auch geringe Längenunterschiede erfassen zu können, vgl. Abbildung 18.

Mit einem Fühlhebelmessgerät sind Messungen in zwei Richtungen möglich. Der korrekte Messwert kann bei analoger, gegenläufiger Strichskala unter der Voraussetzung, dass der Fühlhebel parallel zur Messfläche liegt, direkt abgelesen werden. Bei zu großem Winkel ist eine rechnerische Korrektur des Messwertes erforderlich, die hierzu benötigten Angaben liefert i.d.R. der Hersteller mit den Messgeräten mit oder sind in DIN2270 zu finden.



Abbildung 18: Fühlhebelmessgerät Mahr MarTest 800 S antimagnetic [20]

Für den Versuch kommen zwei auf Stativen aufgebaute Fühlhebelmessgeräte des Herstellers Mahr vom Typ MarTest 800 S antimagnetic, Mahr-Artikelnummer 4305200, Witte-interne Messmittel-ID Q2580 sowie Q2579, mit einer Ablesbarkeit von  $0,01\text{mm}$  zum Einsatz. Während des Versuchs ist darauf geachtet worden, dass die Fühlhebel parallel zur Messfläche lagen, sodass keine Korrektur der Messwerte notwendig ist.

Tabelle 3: technische Daten Fühlhebelmessgerät Mahr MarTest 800 S antimagnetic [20]

Typ	MarTest 800 S antimagnetic
Messbereich	-0,4mm bis 0,4mm
Skalenteilung	0,01mm
Zeigerumdrehung	0,8mm
Gesamtabweichungsspanne $f_{ges}$	13 $\mu$ m
Wiederholpräzision $f_w$	3 $\mu$ m
Messkraft	0,15N
Messeinsatzlänge	14,5mm
Messeinsatz	Hartmetallkugel

### 2.5.3 Messschieber Form A1

Messschieber werden in die Formen A, B, C, D und E unterteilt. Die normgerechte Benennung erfolgt nach Bauform und Anzeigeart.

Die Form A1 mit einem Messbereich bis zu 160mm wird umgangssprachlich auch als Taschenmessschieber bezeichnet und kommt häufig zur schnellen und einfachen Messung von Innen-, Außen- und Tiefenmaßen direkt an der Produktionsmaschine zum Einsatz. Im Unterschied zu Form A2 ist bei der Form A1 anstelle der Klemmeinrichtung eine Feststellschraube vorhanden.

Die Vorteile des Messschiebers im Vergleich mit anderen Längenmessinstrumenten liegen in der relativ hohen Messgenauigkeit mit gleichzeitiger einfacher und schneller Handhabung. Außerdem handelt es sich bei einem Messschieber um ein robustes und preiswertes Taschenmessinstrument. Dem entgegen stehen allerdings die gegenüber der Auflösung der Messwertanzeige größere Messunsicherheit, die durch z.B. Kippfehler erster Ordnung entsteht, und die im Vergleich mit Messinstrumenten mit konstanter Messkraft schlechtere Wiederholgenauigkeit. [21]



Abbildung 19: Messschieber Form A1 mit Digitalanzeige

Der in Abbildung 19 gezeigte Messschieber des Herstellers Burg Wächter vom Typ ProfiScale Precise PS 7215, Bauform A1, Länge 150mm, mit Ziffernanzeige, kommt während des Versuchs zum Messen der Gesamthöhe der Führungsschlitten vor und nach der Belastung zum Einsatz. Die technischen Daten sind der nachfolgenden Tabelle und dem Herstellerdatenblatt [22] zu entnehmen.

Tabelle 4: technische Daten Burg-Wächter ProfiScale Precise PS 7215 [22]

Bezeichnung	ProfiScale Precise PS 7215
Messgenauigkeit	0,01mm
Messgeschwindigkeit	1,5 $\frac{m}{s}$
Betriebstemperatur	0°C – +40°C
Relative Luftfeuchtigkeit	< 80%
Lagerungstemperatur	-10°C – +60°C

## 3 Führungsschlitten

### 3.1 Technische Daten

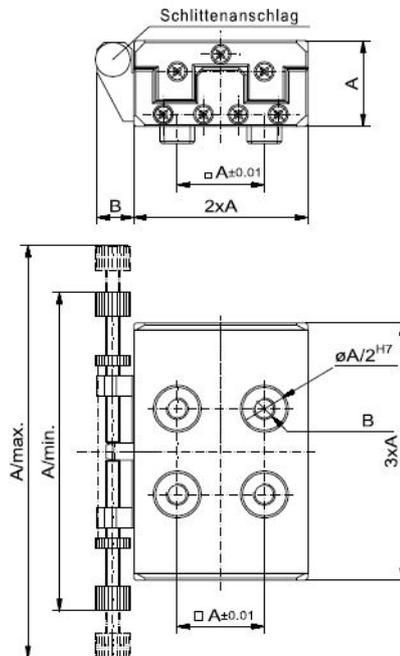


Abbildung 20: Schemazeichnung Maße von Führungsschlitten [1]

Führungsschlitten sind in vier Baugrößen erhältlich. Die wesentlichen technischen Daten sind in Tabelle 5 aufgeführt. Abbildung 20 gibt einen grundlegenden Eindruck vom Aufbau der Führungsschlitten.

Tabelle 5: grundlegende technische Daten von Führungsschlitten, modifiziert nach[1]

Alufix-System	AF16 #82015	AF25 #82002	AF40 #82016	AF50 #82441
Höhe in mm	16	25	40	50
Breite in mm	32	50	80	100
Länge in mm	48	75	120	150
Hub in mm	±9	±13,5	±22	±27
Tragkraft in kg	20	50	150	250
Masse in g	ca. 130	ca. 260	ca. 2000	ca. 4000

## 3.2 Funktionsbeschreibung

Führungsschlitten haben die Aufgabe, die flexible Gestaltung von Vorrichtungen zu ermöglichen, das Aufnehmen von Bauteilen zu erleichtern und zu vereinfachen sowie Maßabweichungen der aufzunehmenden Bauteile auszugleichen. Führungsschlitten sind Einstellelemente für Alufix-Messaufnahmen.

Die Genauigkeit der Vorrichtung darf durch Führungsschlitten nicht negativ beeinflusst werden. Auch in ausgefahrenem Zustand der Führungsschlitten ist die Genauigkeit der Vorrichtung zu gewährleisten.

## 3.3 Aufbau und Definitionen

### 3.3.1 Mechanischer Aufbau

Ein Führungsschlitten besteht aus einem Unterteil, einem Oberteil, Kugellaufstäben, Kugelläufig und Verschlusskappen<sup>4</sup>, siehe Abbildung 22. Als weiteres Zubehör gibt es u.a. Abstecker zur Positionierung in Nulllage und einen Schlittenanschlag zum besseren Verstellen des Führungsschlittens. Ebenso ist eine Aufrüstung zum Rollenschlitten mit Antriebsspindel möglich.

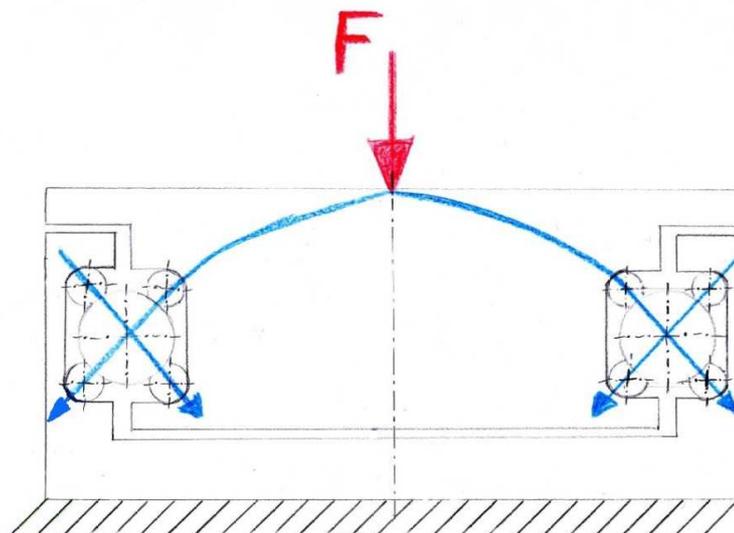


Abbildung 21: Schema des Kraftflusses durch die Lager des Führungsschlittens

<sup>4</sup> Technische Zeichnungen siehe Anhang

Das Unterteil besitzt Noppen, um die Verbindung zum Grundaufbau der Vorrichtung zu übernehmen. Im Oberteil sind Passbohrungen eingebracht, um die Aufnahme von weiteren Vorrichtungsteilen zu ermöglichen. Die über das Oberteil eingebrachten Belastungen werden über die Kugeln und Kugelaufstäbe in das Unterteil geleitet, vgl. Abbildung 21. Der umgekehrte Kraftfluss ist ebenso.

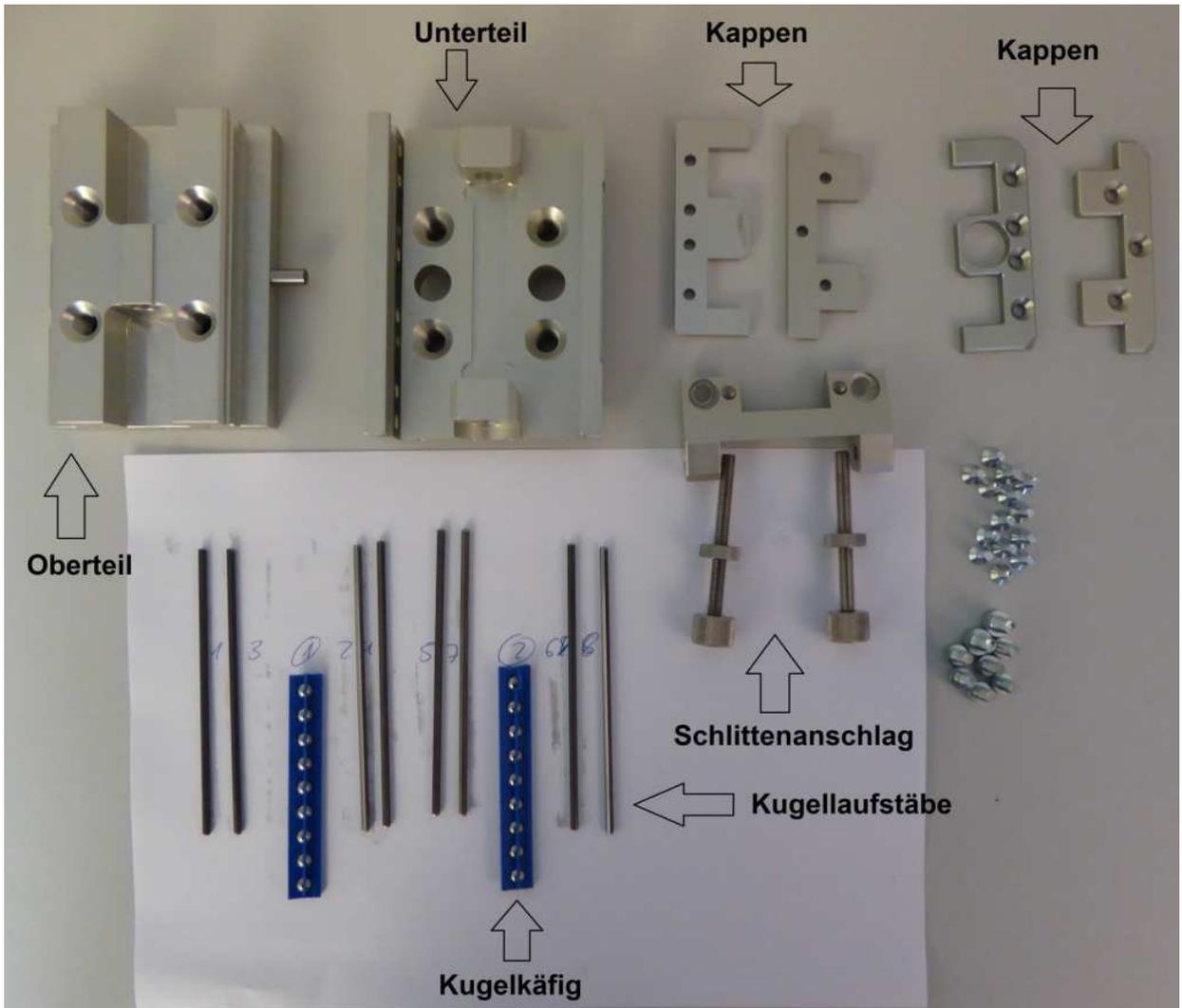


Abbildung 22: In Einzelteile zerlegter Führungsschlitten

### 3.3.2 Seitendefinition

Die Definition der Seiten des Führungsschlittens wird in Abbildung 23 festgelegt. Wenn im Fortlauf dieser Arbeit Seitenangaben gemacht werden, beziehen sich diese auf die unten gezeigte Abbildung.

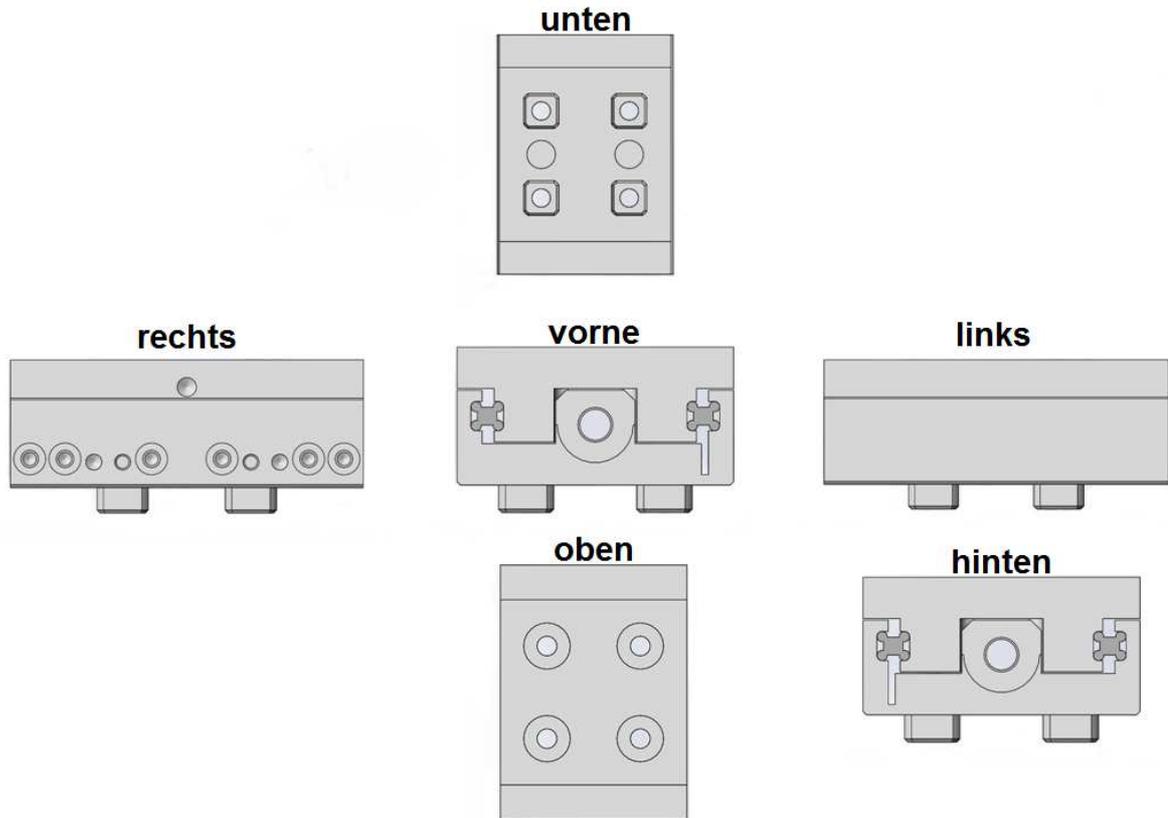


Abbildung 23: Seitendefinition von Führungsschlitten

### 3.3.3 Zustandsdefinition

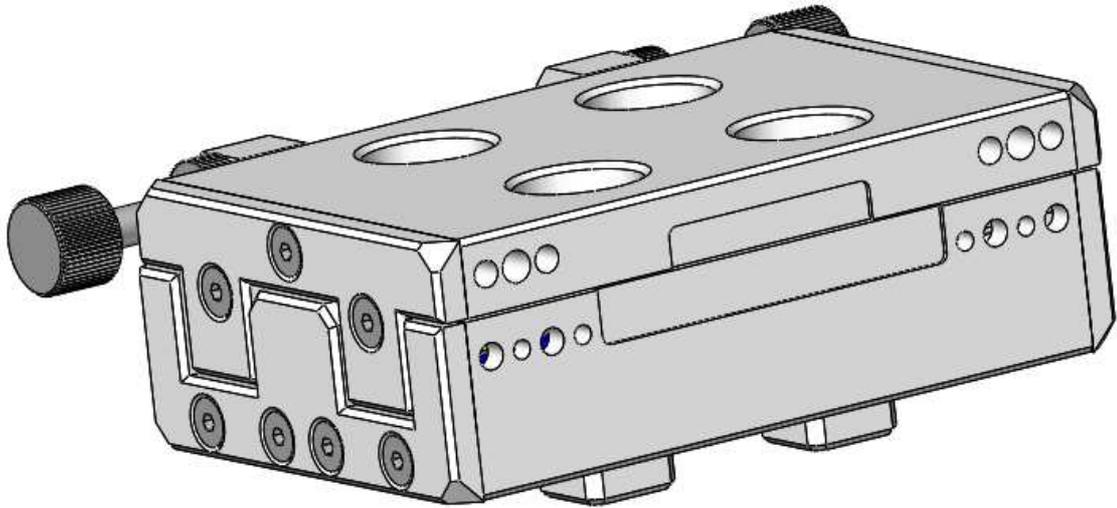


Abbildung 24: Führungsschlitten eingefahren

Abbildung 24 zeigt den Führungsschlitten in eingefahrenem Zustand. In diesem Zustand ist die größte Steifigkeit gegeben. In Abbildung 25 wird der Führungsschlitten auf maximalen Hub ausgefahren dargestellt. Der Hub ist zu beiden Seiten identisch.

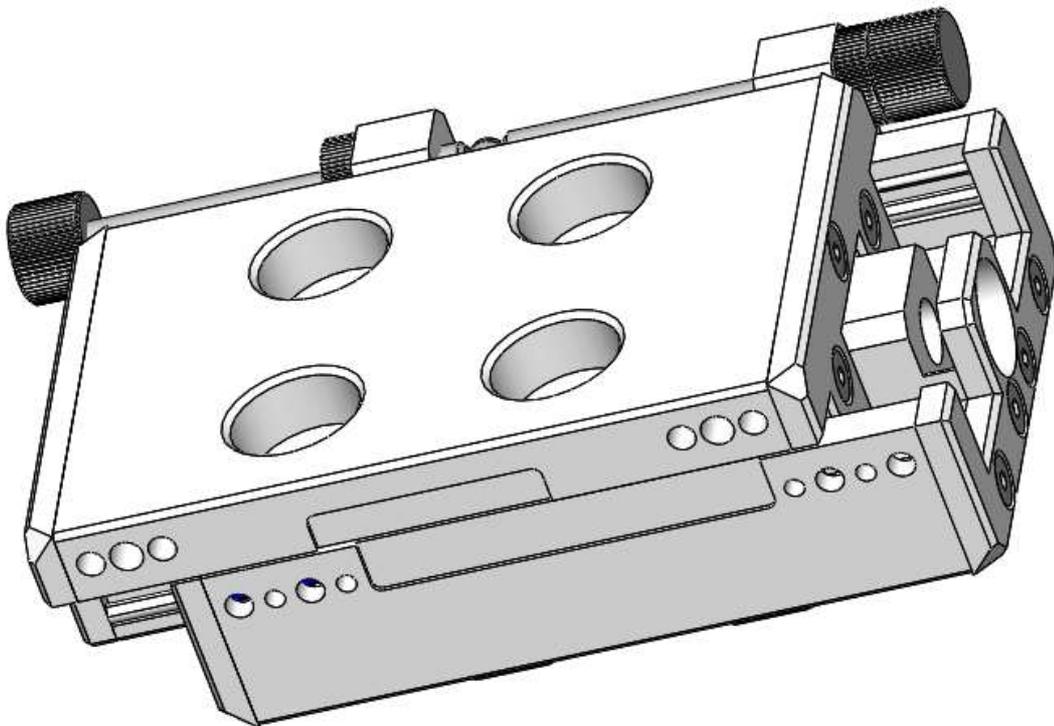


Abbildung 25: Führungsschlitten ausgefahren

### 3.4 Ähnlichkeitsanalyse

Mit Hilfe der Ähnlichkeitsanalyse soll die genauer zu betrachtende Baugröße ausgewählt werden. Betrachtet werden die geometrischen Größen, das Eigengewicht, die bisher angegebenen Maximallasten sowie die daraus resultierenden Flächenlasten auf die Oberfläche. Informativer Gestalt sind die Verkaufszahlen seit Januar 2013 bis Oktober 2015 sowie der aktuelle Verkaufspreis (Stand: Oktober 2015).

Die in Tabelle 6 aufgeführten Kenngrößen sind auf einer logarithmischen Ordinate aufgetragen, um Zusammenhänge und Abweichungen, die bei einer linearen Betrachtung nicht sichtbar werden würden, aufzudecken.

Es lässt sich erkennen, dass der Führungsschlitten des Systems Alufix 40 die größten Sprünge im Vergleich zu den übrigen Systemen aufweist, auch wenn der Übergang zwischen Alufix 25 und Alufix 40 größer ist als zwischen Alufix 16 und Alufix 25 respektive Alufix 40 und Alufix 50. Besonders auffällig ist der Sprung in der maximal ertragbaren Last von  $50\text{kg}$  bei Alufix 25 auf  $150\text{kg}$  bei Alufix 40, vgl. Abbildung 26.

Auch fällt auf, dass die Oberfläche des Führungsschlittens des Alufix-Systems 40 im Vergleich den größten Anstieg an Oberfläche aufweist. Dieses führt zu einer annähernd gleichbleibenden, dennoch sprunghaft größeren Flächenlast, vgl. Abbildung 27.

Aufgrund dieser Feststellungen und der Tatsache, dass dieser Führungsschlitten am meisten nach den Alufix 25-Führungsschlitten verkauft wird, begrenzt sich die weitere Untersuchung der Führungsschlitten auf den Führungsschlitten des Alufix 40-Systems. Im Nachgang an diese Arbeit können die gewonnen Erkenntnisse auf die übrigen Systeme übertragen werden.

Tabelle 6: Kennzahlen für Führungsschlitten der vier Alufix-Systeme (Angaben nach [1], [2] und ERP-System der Fa. Witte)

Alufix-System	16	25	40	50
Artikelnummer	82015	82002	82016	82441
Breite Schlittenanschlag B in mm	7	10,5	16,8	21
Gewinde	M4	M6	M10	M12
Breite in mm	32	50	80	100
Hub in mm	±8,5	±13,5	±22	±27,5
Gesamtlänge in mm	48	75	120	150
Min. Länge Schlittenanschlag A <sub>min</sub> in mm	59	93	146,8	186
Min. Länge Schlittenanschlag A <sub>max</sub> in mm	77	120,5	192	242
Eigengewicht in g	70	250	1024	6000
Verkaufszahlen vom 01.01.2015 bis 23.10.2015 in Stück	38	592	274	27
Verkaufspreis 2015 in €	318	373	495	619
Oberfläche in mm <sup>2</sup>	1536	3750	9600	15000
Flächenlast in $\frac{N}{m^2}$	130208	133333	156250	166667
Max. Last in N	200	500	1500	2500

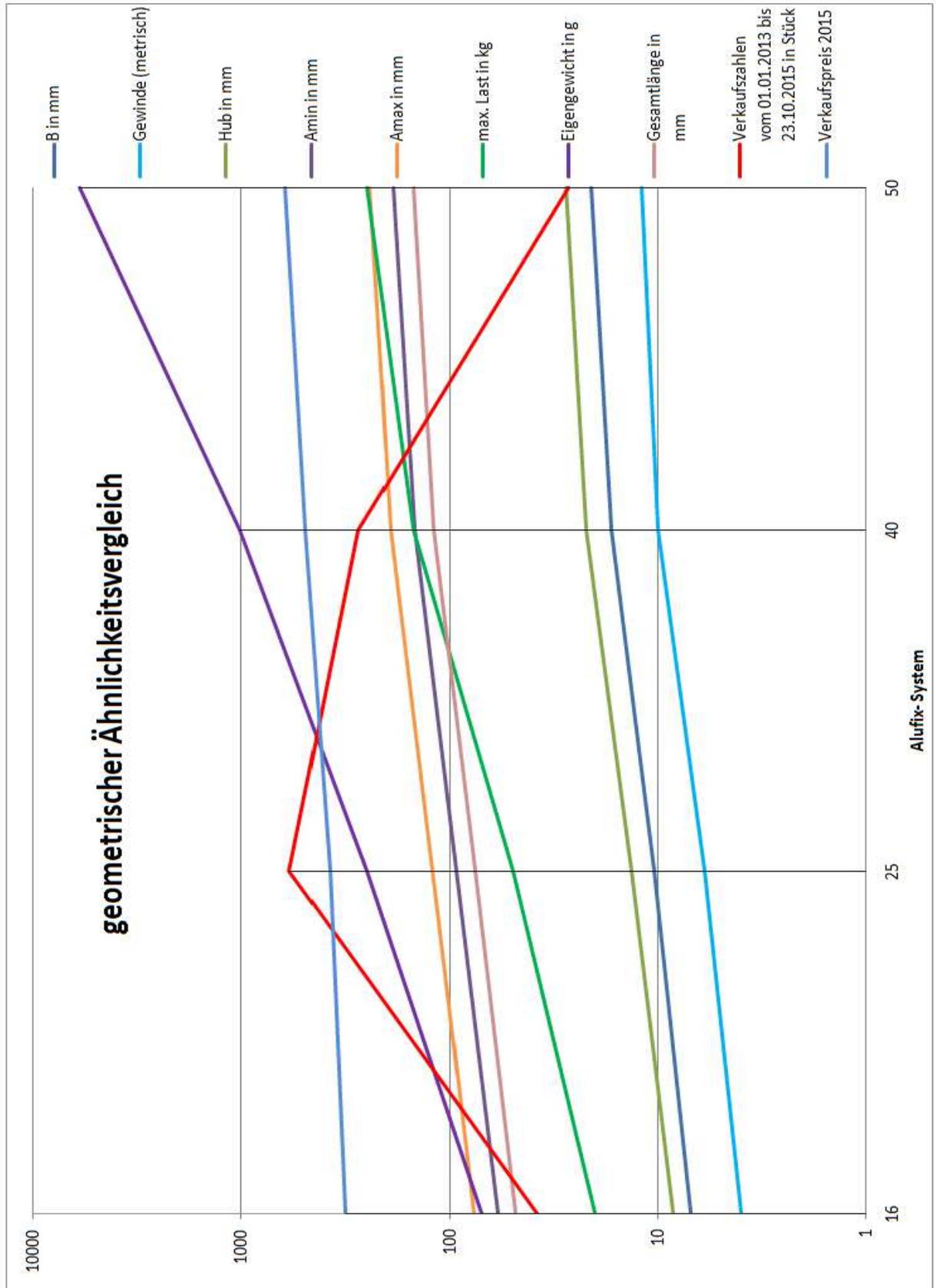


Abbildung 26: geometrischer Ähnlichkeitsvergleich

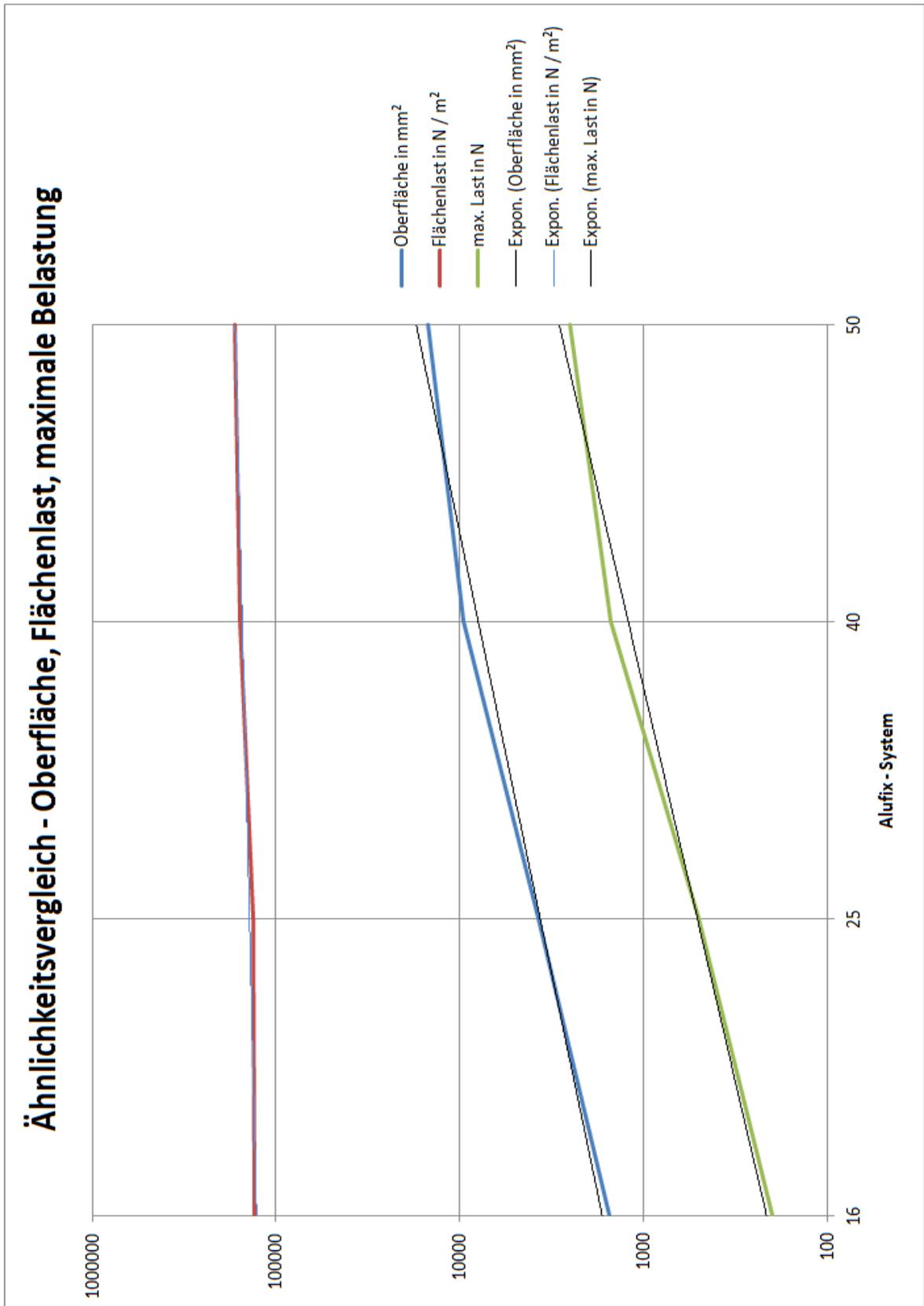


Abbildung 27: Ähnlichkeitsvergleich - Oberfläche, Flächenlast, maximale Belastung

### 3.5 Anforderungsliste für Führungsschlitten Alufix 40

Die Anforderungsliste entstand während der Erstellung dieser Bachelorarbeit in Kooperation mit den Mitarbeitern aus Konstruktion, Fertigung und Montage. Sie ist Grundlage für die Weiterentwicklung des Führungsschlittens Alufix 40 und Bewertung der gefundenen Verbesserungsvorschläge.

Tabelle 7: Anforderungsliste (modifiziert nach [23])

Nr.	Forderung (F) / Wunsch (W)	Beschreibung
<b>Geometrie</b>		
1	F	Systemanschluss Alufix 40 (Grundbohrungen / Noppen)
2	F	Befestigungsanschlüsse für Anschlag und Abstecker
3	F	Höhe 40mm
4	F	Länge 120mm (ohne Anschlagschrauben und Abstecker)
5	F	Breite 80mm (ohne Anschlagschrauben und Abstecker)
<b>Kinematik</b>		
6	F	Hub min. 20mm
<b>Kräfte</b>		
7	F	Min. ertragbare Belastung 1500N bei senkrechter Belastung in ausgefahrenem Zustand ohne weitere Belastung
8	F	Min. ertragbare Momentenbelastung quer $M_x = 250Nm$ ohne weitere Belastung
9	F	Min. ertragbare Momentenbelastung längs $M_y = 100Nm$ ohne weitere Belastung
10	W	Faustformel für zusammengesetzte Belastung



<b>Werkstoffe / Halbzeuge</b>		
11	F	Schlittenkörper aus Aluminium (EN AW-7075)
12	W	Linearlagerung: Drahtwälzlager der Fa. Franke
<b>Ergonomie</b>		
13	F	Kein Verklemmen in ausgefahrenem Zustand
14	W	Erforderliche Kraft zum Verschieben max. 10N
15	W	Gewicht max. 1500g
<b>Fertigung</b>		
16	F	Parallelität 0,02mm in zusammengebauten Zustand
17	W	Max. 5 Sonderwerkzeuge zur Fertigung notwendig
<b>Gebrauch / Instandhaltung</b>		
18	F	Min. 10 Jahre Nutzungsdauer
19	F	Min. 1000 Positionswechsel pro Jahr unter Last ertragbar
20	F	Zulässiger Temperaturbereich während der Verwendung 0°C – +30°C
21	W	wartungsfrei
<b>Montage</b>		
22	W	Umbau / Erweiterung zum Rollenschlitten möglich
23	W	Montagezeit max. 25min
24	W	Einstellbares Lagerspiel
<b>Recycling</b>		
25	W	Vollständig demontierbar

## 4 Systematische Untersuchung

### 4.1 Lagerberechnung manuell

Zunächst wird die statische Tragzahl der verwendeten Linearkugellager der Fa. Franke GmbH nach den in Kapitel 4.1.2 angegebenen Berechnungsvorschriften berechnet. Anschließend soll aus den ebenfalls dort angegebenen, weiteren Berechnungsvorschriften eine für den derzeitig gebauten Führungsschlitten gültige Faustformel entwickelt und angegeben werden. Diese lässt Rückschlüsse auf die ertragbaren Kräfte und Momente zu, die im Übrigen in der Anforderungsliste auftauchen.

Des Weiteren wird die Hertzsche Pressung für die Lager berechnet, um weitere Anhaltspunkte für die maximal ertragbaren Lasten zu erhalten und um die aus der FEM-Analyse gewonnen Spannungswerte vergleichen zu können.

#### 4.1.1 Werkstoffdaten der derzeitigen Lagerung

Tabelle 8: Werkstoffdaten des Drahtwälzlagers nach [5], [24], [25] und technischen Zeichnungen

	Kugellaufstab	Wälzkugel
Werkstoff	1.7102 (54CrSi6)	1.3505 (100Cr6)
Härte	53±2 HRC	62±4 HRC

Die Wälzkugeln sind aus einem üblichen Wälzlagerstahl gefertigt. Der Stahl, aus dem die Kugellaufstäbe hergestellt werden, ist laut [25] ein Vergütungsstahl, der eine geringe Setz- neigung aufweist und i.d.R. für hochbeanspruchte Fahrzeugtragfedern verwendet wird.

## 4.1.2 Berechnungsvorschriften für Drahtlinearkugellager FG6

Die anschließenden Berechnungsvorschriften nach [5] gelten für die derzeitig verwendeten Lager.

Tabelle 9: Statische Tragzahl und Teilung für Käfigführung FG6 [5]

Größe $\triangleq d_W$ in mm	$C_0$ in N	t in mm
6	$950 \cdot Z_A$	9
mit $Z_A$ = Anzahl der Wälzkörper pro Seite		

Die statische Sicherheit ergibt sich aus dem Kehrwert des statischen Sicherheitsfaktors:

$$S = \frac{1}{f_s} \quad (4.1)$$

mit

$$f_s = \sum_{i=1}^{12} f_{si} \stackrel{!}{\leq} 1 \quad (4.2)$$

Bei der Berechnung wird davon ausgegangen, dass nur Momente um die x-Achse und um die y-Achse sowie eine zentrische Kraft in z-Richtung auftreten, vgl. Abbildung 3 und Abbildung 28. Diese Vereinfachung beruht darauf, dass die aufgebrachten Belastungen i.d.R. über die vier mittigen Passbohrungen übertragen werden, so dass der Kraftangriffspunkt in der Mitte des Führungsschlittens liegt.

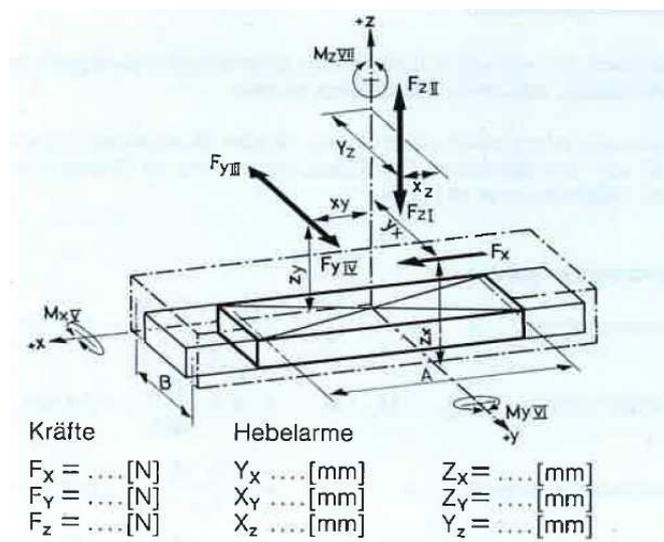


Abbildung 28: Belastungsfälle von Linearführungen [5]

Für eine Vielzahl von auftretenden Belastungsfällen gibt der Lagerhersteller verschiedene Berechnungsvorschriften für die Sicherheitsfaktoren vor. Aus der Annahme, dass nur Momente um die x-Achse und um die y-Achse sowie eine zentrische Kraft in z-Richtung auftreten, ergeben sich die Sicherheitsfaktoren  $f_{s3}$  für die Kraft in z-Richtung,  $f_{s5}$  für das Moment  $M_y$  und  $f_{s7}$  für das Moment  $M_x$ :

$$f_{s3} = \frac{|F_z|}{C_0} \quad (4.3)$$

mit den Hebelarmen

$$X_Z = Y_Z = 0$$

$$f_{s5} = \frac{|F_x| \cdot b_{14}}{C_0} \quad (4.4)$$

mit den Hebelarmen

$$Z_X \neq 0$$

und

$$Y_X = 0$$

und dem Hilfswert

$$b_{14} = \frac{6 \cdot Z_X}{A}$$

$$f_{s7} = \frac{|F_y| \cdot b_{11}}{C_0} \quad (4.5)$$

mit den Hebelarmen

$$X_Y = 0$$

und

$$Z_Y \neq 0$$

und dem Hilfswert

$$b_{11} = \frac{6 \cdot Z_Y}{A} + 1$$

### 4.1.3 Statische Tragzahl

Mit den verwendeten neun Wälzkugeln vom  $\varnothing 6$  ergibt sich nach Tabelle 9 ein statische Tragzahl von  $C_0 = 8550N$ .

### 4.1.4 Geometriedaten des derzeitigen Lageraufbaus

$$t = 4,3mm \quad A = 67,3mm \quad B = 62,5mm \quad Z_A = 9 \quad Z_Y = Z_X = 17mm$$

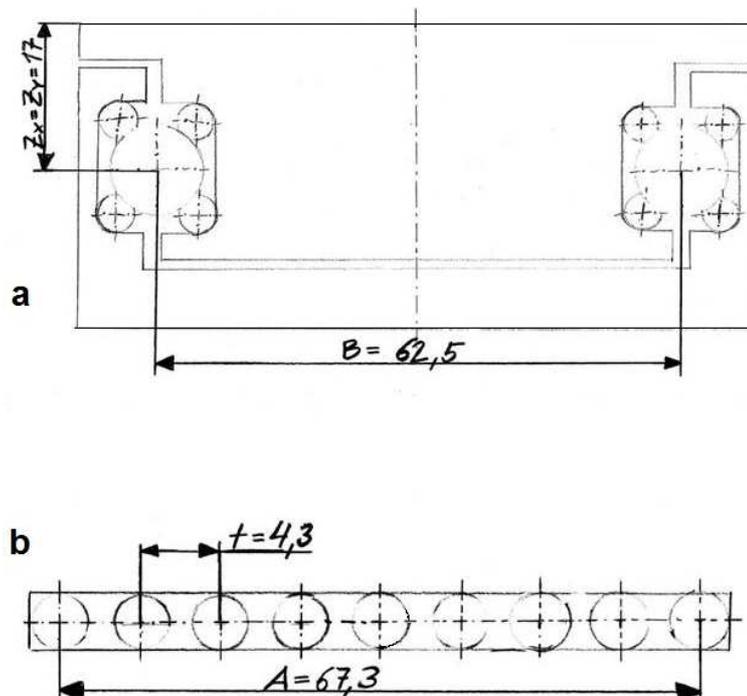


Abbildung 29: Geometriedaten: Führungsschlitten zusammengebaut (a) und Kugelabstände im Kugelkäfig (b)

### 4.1.5 Faustformel

Die Faustformel setzt sich aus den in Kapitel 4.1.2 eingeführten Formeln zur Berechnung der statischen Sicherheitsfaktoren zusammen.

In Formel (4.6) ist der Faktor 1,017 im Nenner notwendig, um das einzugebende Moment in  $Nm$  in eine äquivalente Kraft mit  $1017mm$  Hebelarm umzuwandeln. Bedingt wird dieses durch die Faktoren  $b_{11}$  und  $b_{14}$ , in denen mit dem Hebelarm gerechnet wird. Dieser Hebelarm wird durch die Faktoren im Zähler wieder hinzugefügt, sodass das Moment als solches erhalten bleibt.

Der Wert  $f_s$  muss  $\leq 1$  sein, da sich aus dessen Kehrwert die statische Sicherheit des Linearlagelagers ergibt, vgl. Formel (4.1).

Die Faktoren  $b_{11}$  und  $b_{14}$  ergeben mit den unter Kapitel 4.1.4 genannten Geometriedaten und der Rückumwandlung von einer Kraft mit  $1017mm$  Hebelarm in das einzusetzende Moment:

$$b_{11} = 33,5440 \qquad b_{14} \approx 90,6686$$

Daraus ergibt sich nach Formel (4.2) mit  $f_{si} = f_{s3} + f_{s5} + f_{s7}$ :

$$f_s = \frac{|F_Z|}{8550} + \frac{|M_X| \cdot 33,5440}{8550 \cdot 1,017} + \frac{|M_Y| \cdot 90,6686}{8550 \cdot 1,017} \stackrel{!}{<} 1 \quad (4.6)$$

nach Termumformung:

$$f_s = \frac{|F_Z|}{8550} + 0,004 \cdot |M_X| + 0,01 \cdot |M_Y| \stackrel{!}{<} 1 \quad (4.7)$$

Aus dieser Faustformel ergeben sich die maximalen Belastungen zu:

- $F_Z = 8550 N$  mit  $M_X = 0Nm \wedge M_Y = 0Nm$
- $M_X = 250 Nm$  mit  $F_Z = 0N \wedge M_Y = 0Nm$
- $M_Y = 100 Nm$  mit  $M_X = 0Nm \wedge F_Z = 0N$ .

Es fällt auf, dass die ermittelte, senkrecht auf den Führungsschlitten wirkende Kraft deutlich über der Katalogangabe von  $1500N$  liegt. Dieser Umstand ist im Weiteren genauer zu betrachten. Sollte es nötig sein, kann hier für den Kunden, der diese Formel anwenden soll, eine Begrenzung für die Maximalbelastungen vorgegeben werden. Weiterhin ist anzumerken, dass die oben berechneten Werte ohne Sicherheit sind bzw. die Sicherheit  $S = 1$  beträgt.

Für die Berechnungen der Linearlager ist ebenfalls ein Excel-Tool erarbeitet worden, dessen Ausdruck im Anhang zu finden ist.

## 4.1.6 Hertzsche Pressung

Die maximal ertragbare Flächenpressung, die für die Drahtwälzlager laut Hersteller empfohlen wird, liegt bei  $p_{0max} = 3500 \frac{N}{mm^2}$ <sup>5</sup> und damit unter der in [4] angegebenen Belastung von  $4200 \frac{N}{mm^2}$  bis  $4600 \frac{N}{mm^2}$ . Da die Wälzkörper Kugeln sind und die Laufstäbe eine konkave Lauffläche für die Wälzkörper aufweisen, wird die Hertzsche Pressung mit den Formeln für Punktberührung aus Kapitel 2.3.2 berechnet. Diese Berechnungen dienen dem Vergleich mit den in Kapitel 4.2.3 vorgestellten FEM-Ergebnissen der Lastfälle eins und zwei. Eine ausführliche Berechnung der beiden Fälle der Hertzschen Pressung ist im Anhang zu finden.

Fall a: Für den Fall a wird die Annahmen getroffen, dass alle 18 Kugeln gleichmäßig tragen, die senkrecht aufgebrachte Last also auf alle Wälzkörper gleich verteilt ist. Dieses wird unabhängig vom Zustand des Führungsschlittens, also ein- oder ausgefahren, angenommen.

$$F_{ges} = 1500N \quad \rightarrow \quad F_{Kugel} = 83,3N$$

$$r_{Kugel} = r_1 = 3mm \quad r_{Laufstab} = r_2 = -3,5mm$$

$$E_1 = E_2 = E = 210000 \frac{N}{mm^2} \quad \nu_1 = \nu_2 = \nu = 0,3$$

Der Ersatzradius  $r$  ergibt sich nach Formel (2.8) zu:  $r = 21mm$ .

Für die Hertzsche Pressung pro Wälzkugel berechnet sich nach Formel (2.7) der Wert  $p_0 = 786,670 \frac{N}{mm^2}$ .

Die Halbachse  $a$  der Druckellipse wird nach Formel (2.10) bestimmt und ergibt sich zu  $a = 0,225mm$ .

Aus Formel (2.11) lässt sich die Näherung  $\delta$  der beiden Körper zu  $\delta = 0,00241mm$  berechnen.

Fall b: Für diesen Fall wird die aus der Faustformel ermittelte, maximale Belastung für die Berechnung angenommen. Ebenso wird unterstellt, dass alle 18 Kugeln die Belastung gleichmäßig verteilt tragen. Auch dieser Fall wird unabhängig vom Zustand des Führungsschlittens, also ein- oder ausgefahren, behandelt. Geometrie- und Stoffdaten wie bei Fall 1.

---

<sup>5</sup> Gespräch mit Herrn Stefan Strobel, Fa. Franke GmbH, am 20.11.2015

$$F_{ges} = 8550N \quad \rightarrow \quad F_{Kugel} = 475N$$

Für Fall b liegt die Hertzsche Pressung pro Wälzkugel nach Formel (2.7) bei  $p_0 = 1405,241 \frac{N}{mm^2}$ .

Nach Formel (2.10) bestimmt sich die Halbachse  $a$  der Druckellipse zu  $a = 0,402mm$ .

Berechnet aus Formel (2.11) ergibt sich die Näherung  $\delta$  der beiden Körper zu  $\delta = 0,00769mm$ .

Es fällt auf, dass beide Werte für die Hertzsche Pressung unter der maximal zulässigen Hertzschen Pressung pro Wälzkugel liegen. Allerdings liegt die Näherung  $\delta$  der beiden Körper zueinander bzw. die Gesamtabplattung über dem nach [4] berechneten Wert von  $0,0006mm$ . Hierauf wird bei der Berechnung mittels FEM und auch im praktischen Versuch geachtet und weiter drauf eingegangen werden müssen.

## 4.2 FEM-Berechnungen

### 4.2.1 Belastungsfälle

Für die Untersuchung werden sechs Belastungsfälle ausgewählt. Die aus der Faustformel in Kapitel 4.1.5 ermittelten Maximalbelastungen dienen als Basis für die aufzugebenden Belastungen für die FEM-Berechnungen.

In den Belastungsfällen eins und zwei wird der Führungsschlitten mit einer Flächenlast beaufschlagt. Diese Belastungsfälle dienen der Überprüfung des Modells und werden auch im praktischen Versuch nachgestellt.

Die Belastungsfälle drei bis sechs bilden einige mögliche Momentenbelastungen ab: Das Moment  $M_Y$  in Bewegungsrichtung wird durch die Belastungsfälle drei und vier simuliert, das Moment  $M_X$  quer zur Bewegungsrichtung durch die Belastungsfälle fünf und sechs. In der FEM-Modellierung werden die Kraft  $F$  und der Hebelarm  $L$  durch das jeweilige Moment  $M$  ersetzt.

Ausgewählt wurden diese Belastungsfälle, da diese sehr häufig vorkommen und sich die Wirkung der aufgebracht Belastungen noch einigermaßen einfach, ohne Rechnerunterstützung logisch erfassen lassen.

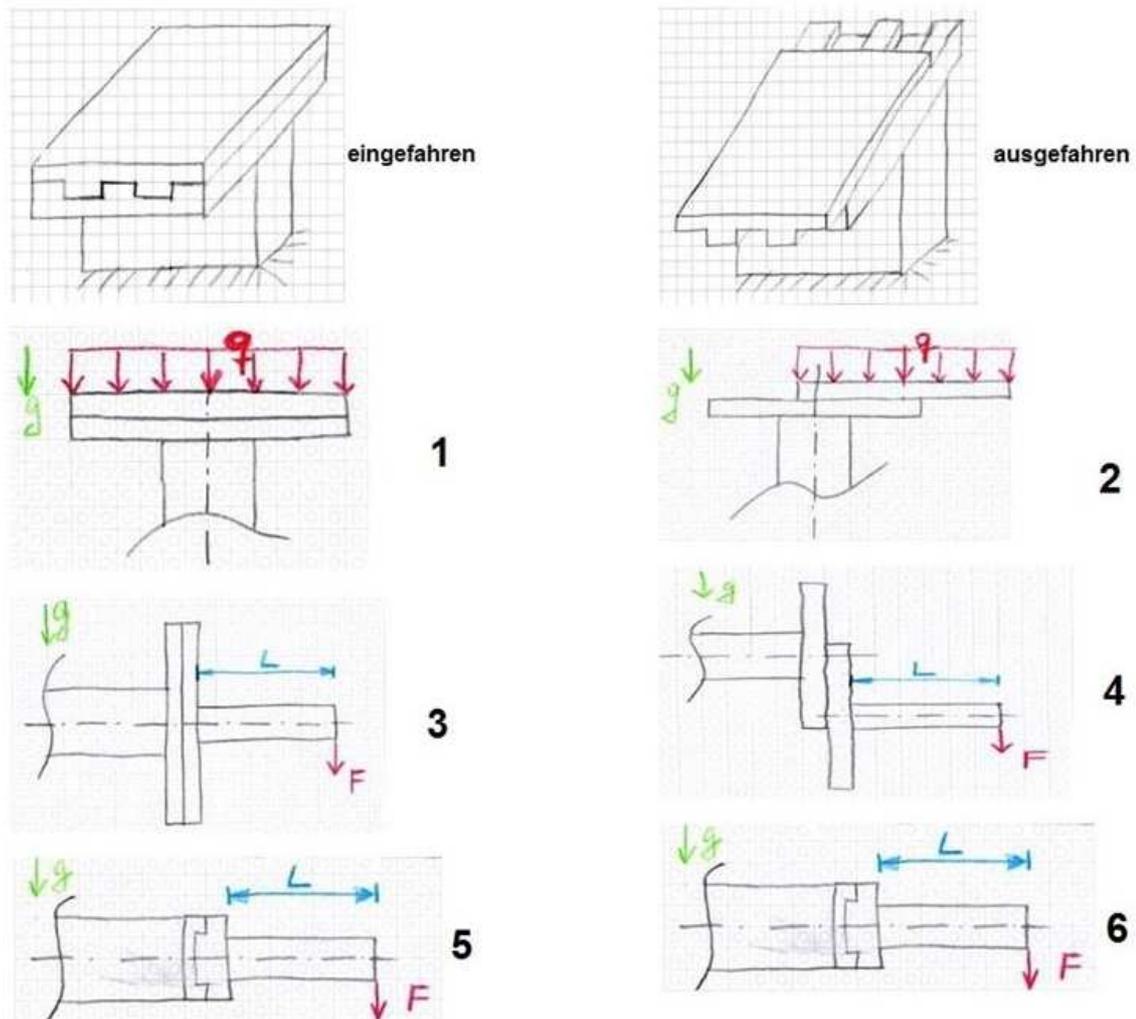


Abbildung 30: Belastungsfälle ein- und ausgefahren

## 4.2.2 Modellbildung und Detailmodellierung

Bevor eine sinnvolle FEM-Berechnung durchgeführt werden kann, muss ein zweckmäßiges Berechnungsmodell erstellt werden. Beispielsweise müssen die neun Wälzlagerkugeln durch Quader mit den Abmaßen  $5,67\text{mm} \times 5,19\text{mm} \times 3\text{mm}$  (Breite x Höhe x Tiefe) angenähert werden, da es der SolidWorks-Simulation-Toolbox nicht möglich ist, Hertzsche Pressung zu berechnen, bzw. das vorhandene Know-How in der Firma zu diesem Zeitpunkt nicht ausreichend ist, um die nötigen Einstellungen in der Toolbox vorzunehmen. Wie in Abbildung 31 ersichtlich, kann die SolidWorks-Simulation-Toolbox einen Kugel-Ebene-Kontakt mit dem vorhandenen Wissen und den vorgenommenen Einstellungen nicht befriedigend berechnen. Des Weiteren müssen die Stirnseiten der Kugellaufstäbe durch je einen  $0,1\text{mm}$  starke Platte verbunden werden, um zusammenhängende Stirnflächen zu schaffen, die für die Kontaktbedingungen notwendig sind, vgl. Abbildung 36.

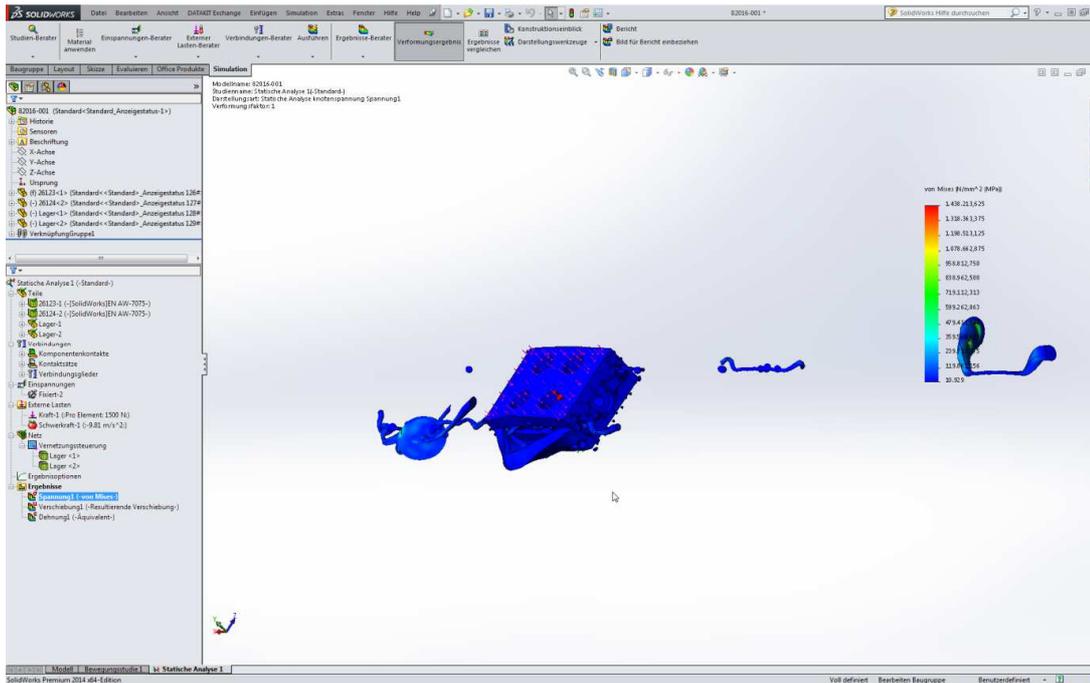


Abbildung 31: Fehlerhafte Spannungsberechnung mit ausmodellierten Wälzlagerkugeln

In Abbildung 32 ist das angenäherte Lager dargestellt. Ob diese Vereinfachung zulässig ist und welche Qualität und Verwendbarkeit die gewonnenen Berechnungsergebnisse aufweisen, ist durch die manuellen Berechnungen, Vergleiche mit diesen und einen praktischen Versuch zu klären.

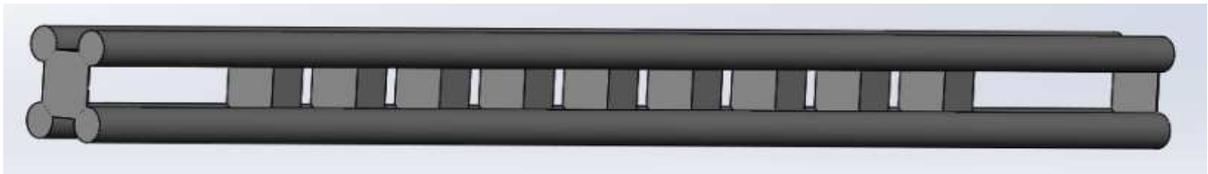


Abbildung 32: Vereinfachtes Kugelwälzlager

Des Weiteren wird auch das übrige Modell reduziert, indem Kappen, Anschlag, Schrauben sowie einige Bohrungen und Taschen, die allesamt die benötigten Ressourcen erhöhen und Berechnungen verlangsamen sowie keinen oder nur geringen Einfluss auf die Ergebnisse haben, weggelassen werden, wie in Abbildung 33 und Abbildung 34, in denen die Vereinfachungen dargestellt sind, sichtbar wird.

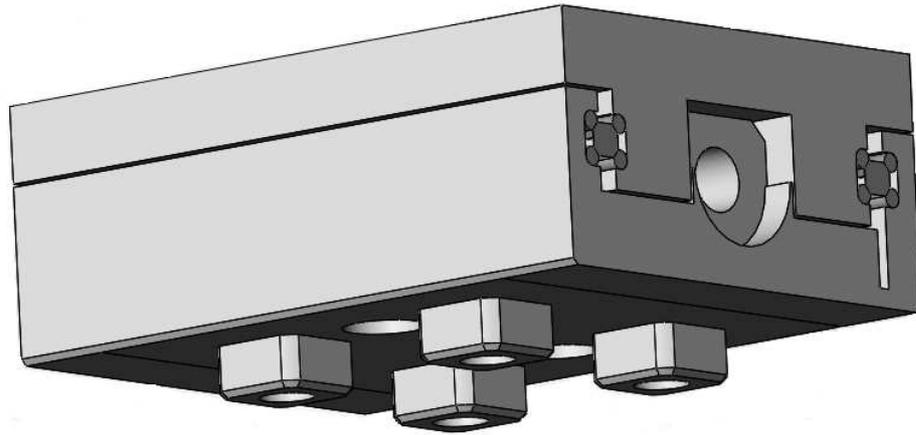


Abbildung 33: Vereinfachtes Modell eingefahren

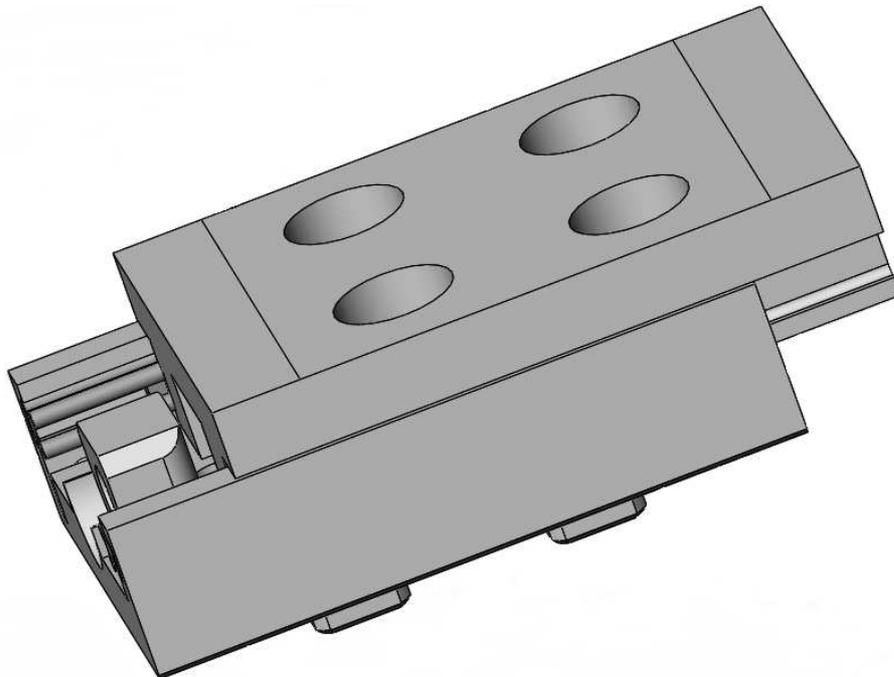


Abbildung 34: Vereinfachtes Modell ausgefahren

Auch müssen Verknüpfungen der Bauteile und ihrem Verhalten zueinander richtig gesetzt werden, damit eine ordnungsgemäße Berechnung durchgeführt werden kann. Andernfalls sind die Ergebnisse wenig aussagekräftig bzw. unbrauchbar, vgl. Abbildung 35.

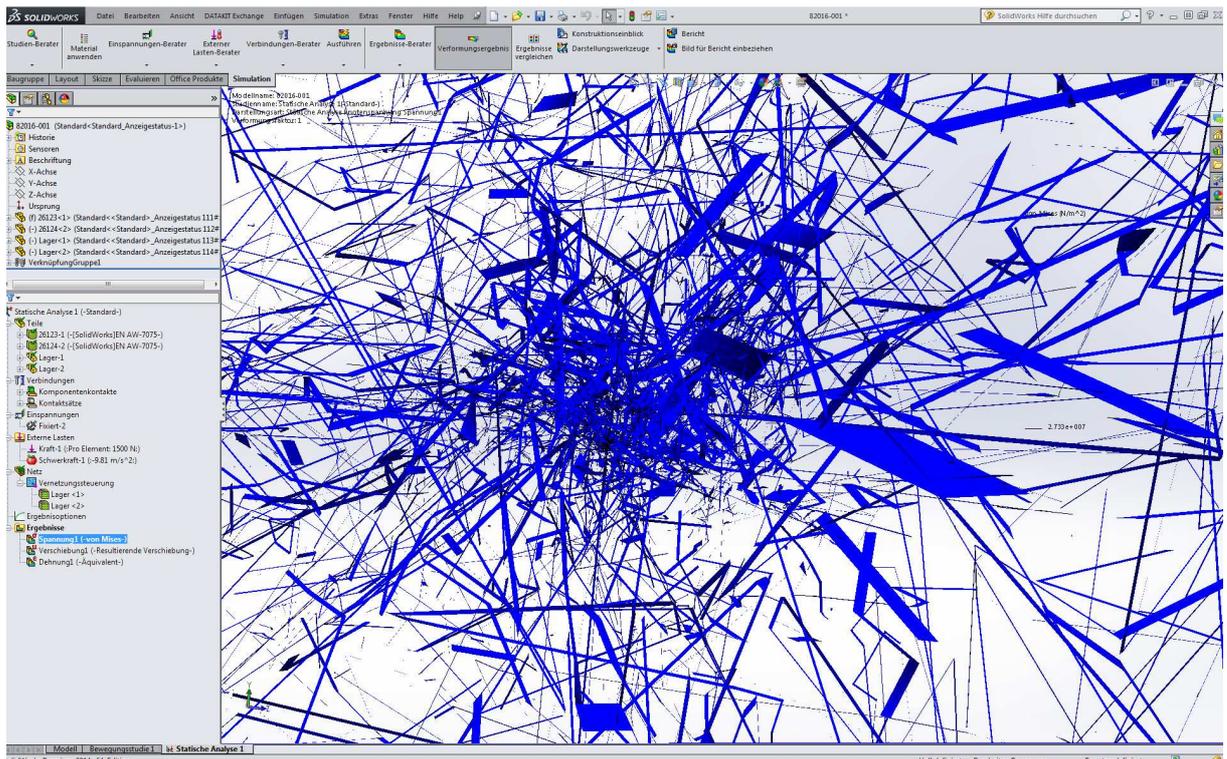


Abbildung 35: gescheiterte Spannungsberechnung aufgrund fehlender Verknüpfungen der Bauteile zueinander

Die Verknüpfungen, in SolidWorks Kontaktbedingungen genannt, werden für den vorliegenden Fall über die Verbindung von Oberflächen gesetzt: Die Verbindung ist starr, die Oberflächen können sich nur gemeinsam verschieben. Diese Option der Kontaktbedingung wurde gewählt, da im Einsatz der i.d.R. verbaute Anschlag die Verschiebung der einzelnen Bauteile zueinander verhindert. Abbildung 36 zeigt beispielsweise die Kontaktbedingung einer Stirnfläche für den Fall des eingefahrenen Führungsschlittens.

Weiterhin sind die einzelnen Bauteile via Kontaktsätzen, also Vorschriften, wie sich die Bauteile zueinander verhalten sollen, miteinander verknüpft. Die Verknüpfungsart ist dabei auf „keine Penetration“ eingestellt, was bedeutet, dass sich die einzelnen Bauteile unabhängig voneinander bewegen können, sich aber bei dieser Bewegung nicht gegenseitig durchdringen können. Vorgegeben werden diese Kontaktsätze zwischen den Lagern und dem Ober- sowie Unterteil, vgl. Abbildung 37.

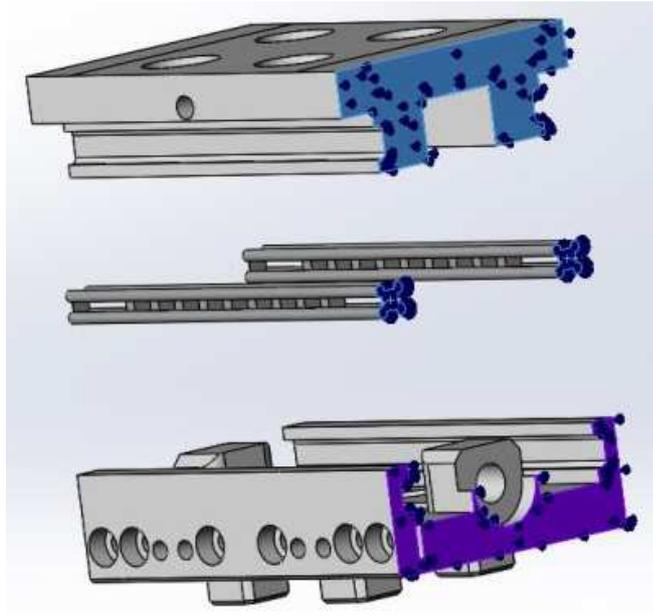


Abbildung 36: Kontaktbedingungen für verbundene Flächen

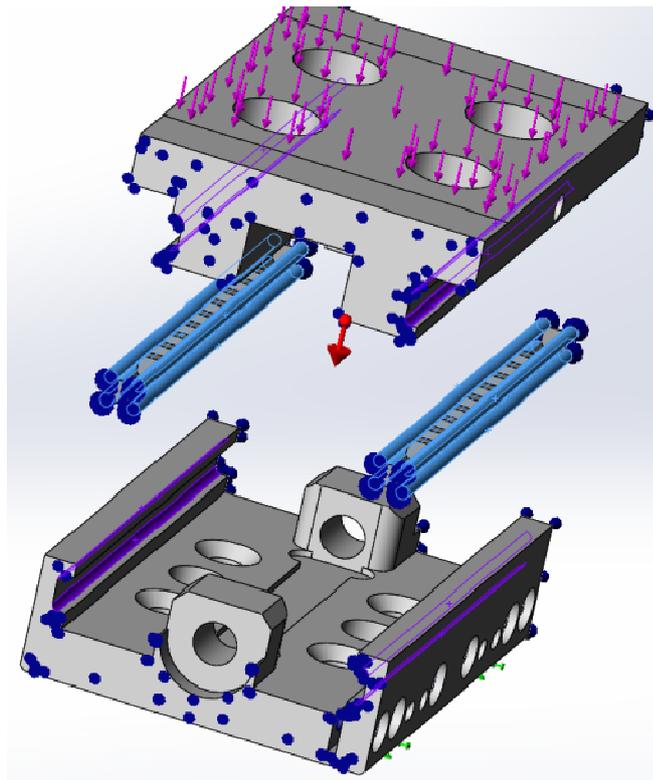
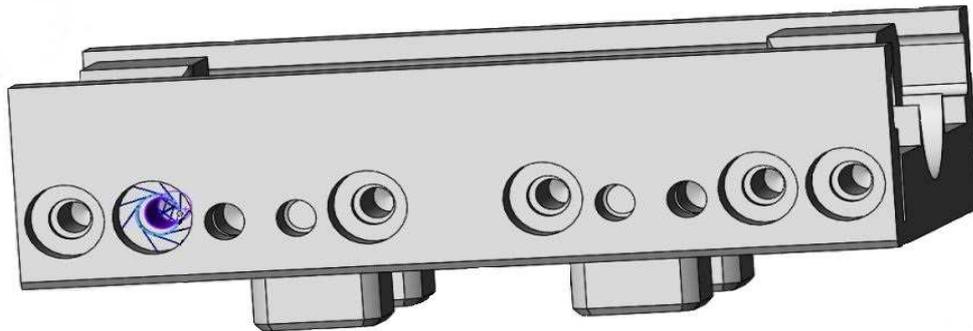


Abbildung 37: Definition der Kontaktsätze (hellblau und violett markierte Oberflächen)

Da die Vorspannkraft der Schrauben auf der rechten Seite des Führungsschlittens, die zum Einstellen des Lagerspiels erforderlich sind, einen Einfluss auf das Lager und dessen Belastung hat, müssen diese ebenfalls modelliert werden. Die Stirnsenkungsschrauben werden mit einem Vorspannmoment von  $10Nm$  laut [5] modelliert, der Reibungsfaktor  $K$  wird mit dem

Wert 0,2, der einen gängigen Erfahrungswert darstellt, angegeben. Zu sehen ist dieses in Abbildung 38 wie auch in Abbildung 39.



Kopfdurchmesser:	8,25mm
Nominaler Schaftdurchmesser:	5mm
Drehmoment:	10Nm
Reibungsfaktor K:	0,2

Abbildung 38: Schraubenmodellierung

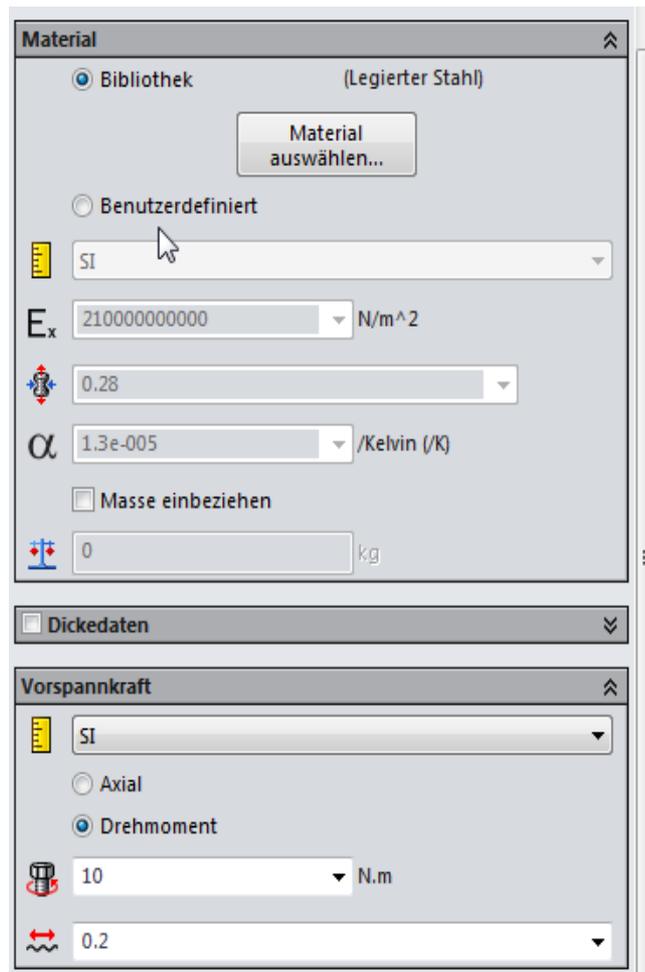


Abbildung 39: Bedienpanel für die Schraubenmodellierung

Die Vernetzung erfolgt mittels Volumenvernetzung, also als 3D-Problem. Bei der Vernetzung wurde darauf geachtet, dass Übergangsstellen zwischen Bauteilen sowie die Lager, die die meiste Belastung aufnehmen, feiner vernetzt werden, um hier möglichst gut die Bauteilgeometrie durch das Netz abzubilden, wodurch die errechneten Ergebnisse sehr nah an die zu erwartenden Spannungen des Bauteils im Einsatz heranreichen sollten, vgl. Abbildung 40. Die Vernetzung des Führungsschlittens im Ganzen ist in Abbildung 41 zu sehen.

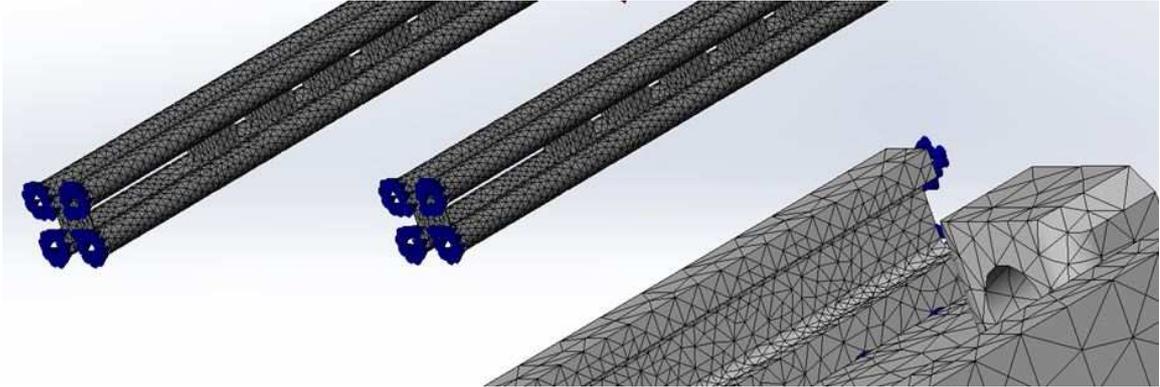


Abbildung 40: Vernetzung des Lagers und der Lageraufnahme

Da das vorliegende Problem um die 100.000 *DoF* besitzt und die technischen Gegebenheiten es nicht anders zulassen, wird der FFEPlus Solver verwendet.

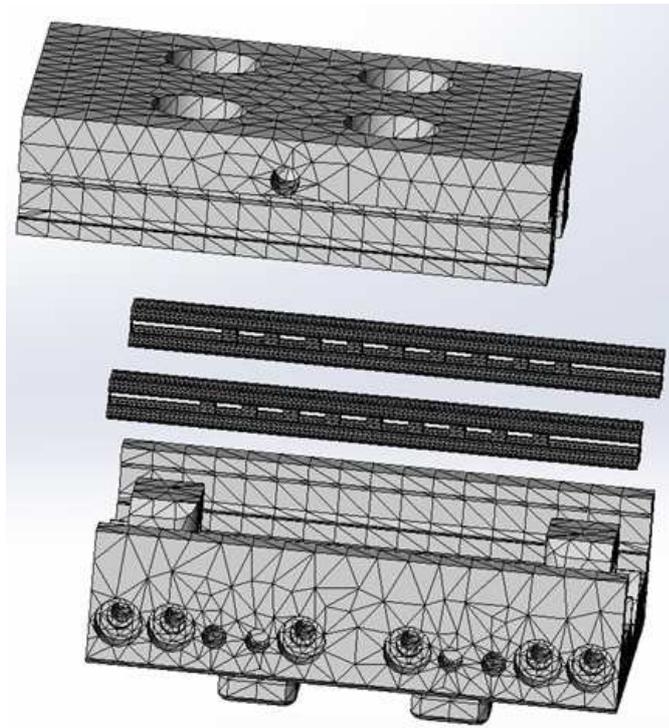


Abbildung 41: vernetzter Führungsschlitten

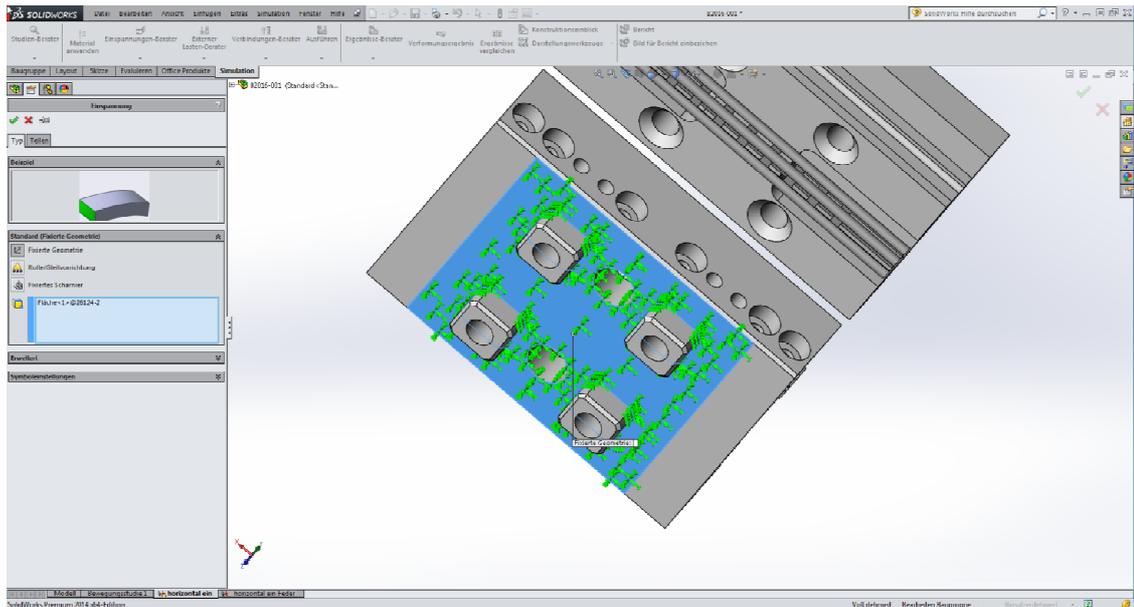


Abbildung 42: Umsetzung der Geometriefixierung

Die Einspannung des Führungsschlittens wird über die Unterseite realisiert und ist für alle Belastungsfälle identisch. Umgesetzt wird diese Einspannung über eine Fixierung einer Teilfläche auf der Unterseite, vgl. Abbildung 42.

Die Belastungen werden von der Oberseite wirkend modelliert. Dabei kann die entsprechende Belastung, also Kraft oder Moment sowie die Größe und Richtung gewählt werden. Abbildung 43 zeigt die Umsetzung beispielsweise für Aufbringung der in z-Richtung wirkenden Kraft. Mit den hier gezeigten Modellierungen sind die im folgenden Kapitel dargestellten Ergebnisse ermittelt worden.

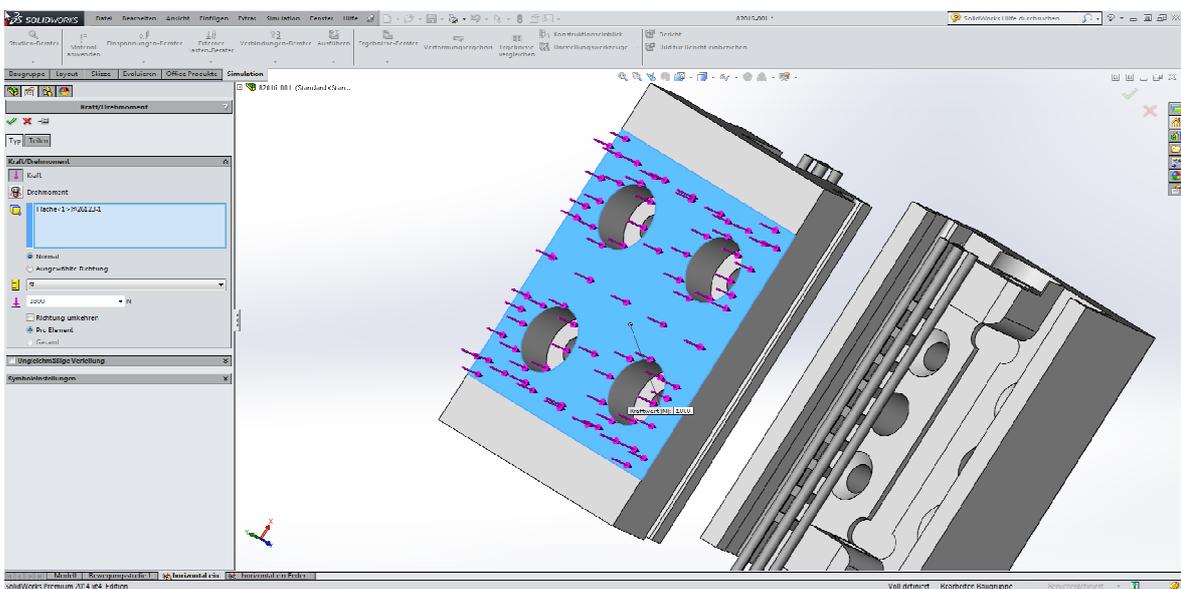


Abbildung 43: Modellierung der wirkenden Kraft

### 4.2.3 Ergebnisse und Diskussion der FEM-Berechnungen

Tabelle 10: Zusammenfassung der mittels FEM ermittelten Spannungen, Verformungen und Dehnungen

Belastungsfall	1	2	3	4	5	6
Zustand Führungsschlitten	eingefahren	ausgefahren	eingefahren	ausgefahren	eingefahren	ausgefahren
Belastung <sup>6</sup>	$F_z = 1500N$	$F_z = 1500N$	$M_y = 100Nm$	$M_y = 100Nm$	$M_x = 250Nm$	$M_x = 250Nm$
Spannung in $\frac{N}{mm^2}$ (gerundet)						
1. Hauptspannung min.	-200	-197	-202	-161	-114	-203
1. Hauptspannung max.	487	545	684	551	269	542
2. Hauptspannung min.	-318	-243	-319	-233	-152	-267
2. Hauptspannung max.	167	196	223	196	100	192
3. Hauptspannung min.	-1013	-1034	-1012	-1012	-517	-1069
3. Hauptspannung max.	128	160	128	161	76	158
Von-Mises-Spannung min.	0,004	0,006	0,007	0,011	0,001	0,005
Von-Mises-Spannung max.	938	919	937	901	479	950
Verformung URES min. in mm	0	0	0	0	0	0
Verformung URES max. in mm	0,048	0,047	0,048	0,052	0,024	0,051
Dehnung ESTRN min.	0	0	0	0	0	0
Dehnung ESTRN max.	0,004	0,003	0,004	0,003	0,002	0,003

<sup>6</sup> Die angegebenen Kräfte und Momente stammen aus der Faustformel, vgl. Kapitel 4.1.5.

Es fällt auf, dass alle Spannungswerte mit Ausnahme des fünften Belastungsfalls dicht zusammenliegen. Auch ist den Spannungswerten zu entnehmen, dass diese alle unterhalb der vorgegebenen maximalen Hertzschen Pressung von  $3500 \frac{N}{mm^2}$  liegen, obwohl die Belastungsfälle drei bis sechs mit den rechnerischen, maximal ertragbaren Momenten simuliert wurden.

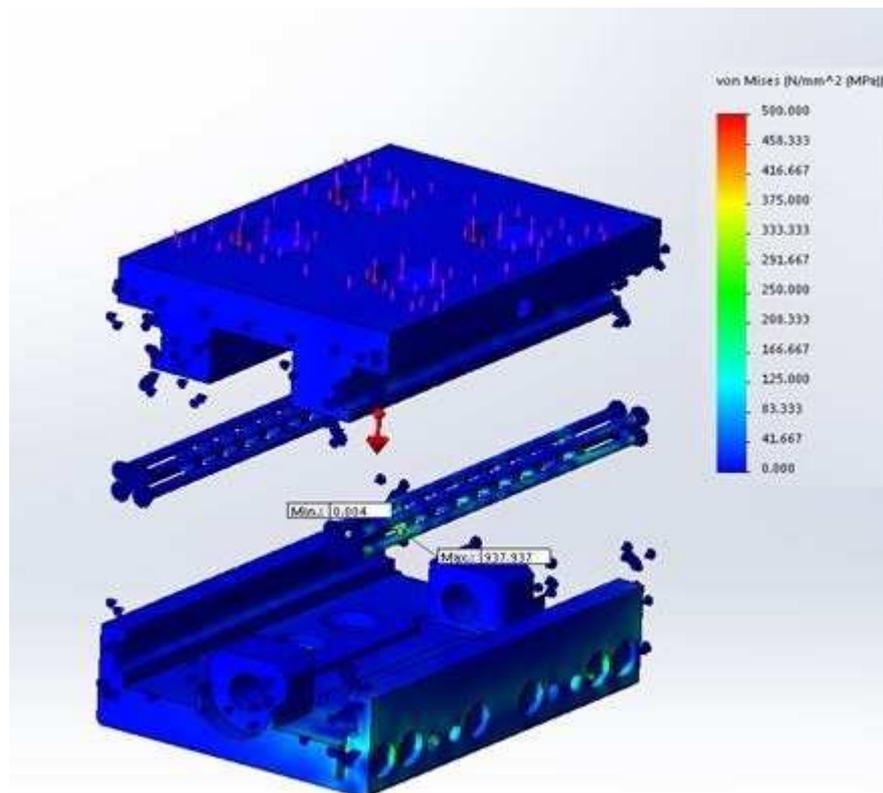


Abbildung 44: Spannungsverteilung der Vergleichsspannung von Mises für den ersten Belastungsfall

Wie in Abbildung 44 bis Abbildung 49 ersichtlich ist, tritt die größte Spannung in den Linearlagern auf der rechten Seite im ersten Ersatzwälzkörper auf. Insgesamt ist die rechte Seite des Führungsschlittens die höher belastete. Ursache hierfür ist die zusätzlich seitlich durch Schrauben aufgegebene Vorspannkraft.

Diese Vorspannkraft kann auch Ursache für die geringeren Werte des Belastungsfalls fünf sein. Denn Vorspannkraft wird aufgebracht, nicht nur um das Lagerpiel einzustellen, sondern auch um die maximal ertragbaren Momente, die in Richtung der Vorspannkraft wirken, zu erhöhen, da die Vorspannkraft einen Teil des angreifenden Momentes aufhebt. Auch hier gilt *actio gleich reactio*.

Ein Modellierungsfehler kann insofern ausgeschlossen werden, da die Simulation mehrmals sowohl mit demselben als auch mit einem neu aufgebauten Modell durchgeführt wurde und diese bis auf vernachlässigbar kleine Abweichungen identische Ergebnisse lieferte.

Dass sich der positive Effekt nicht auf den Belastungsfall sechs auswirkt, kann daran liegen, dass Ober- und Unterteil sich nicht überdecken und der Käfig mit den Wälzlagerkugeln nicht in der Mitte des Führungsschlittens steht. Dadurch kann nur ein Teil des angreifenden Momentes aufgehoben werden bzw. die Wirkung des Momentes verstärkt werden, da ein weiteres Moment um die z-Achse mit einem Hebelarm von vorne links auftreten und dazu addieren kann.

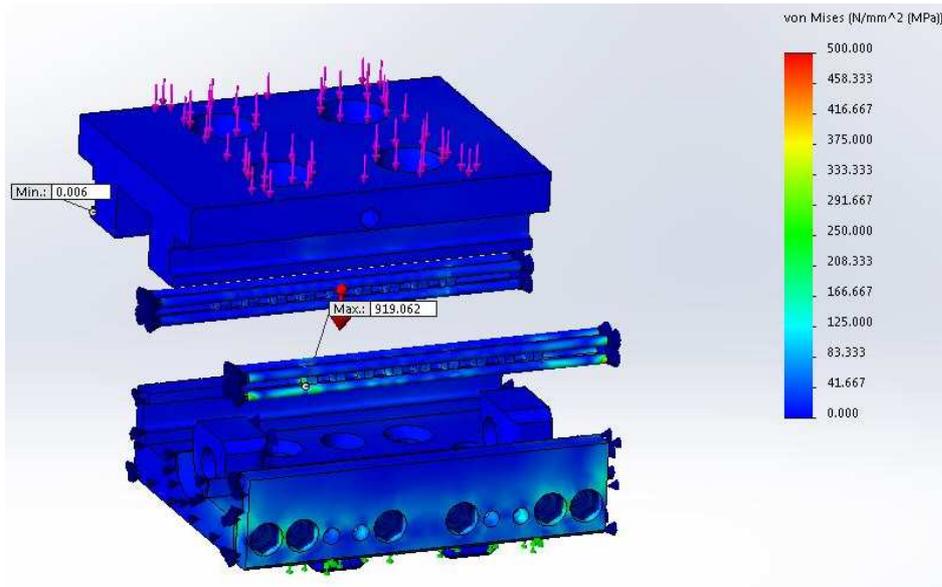


Abbildung 45: Spannungsverteilung der Vergleichsspannung von Mises für den zweiten Belastungsfall

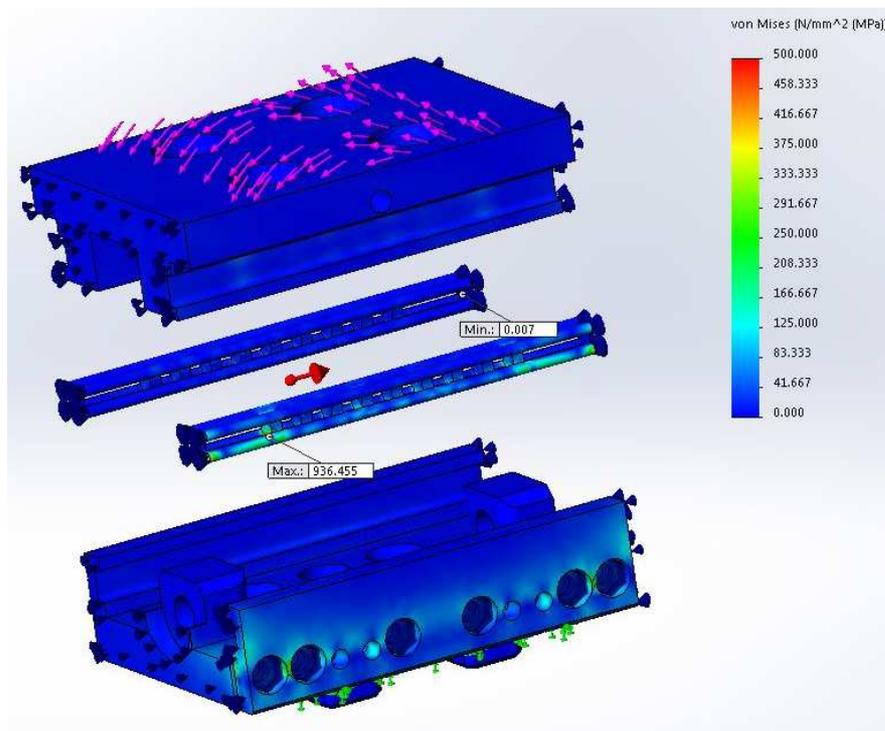


Abbildung 46: Spannungsverteilung der Vergleichsspannung von Mises für den dritten Belastungsfall

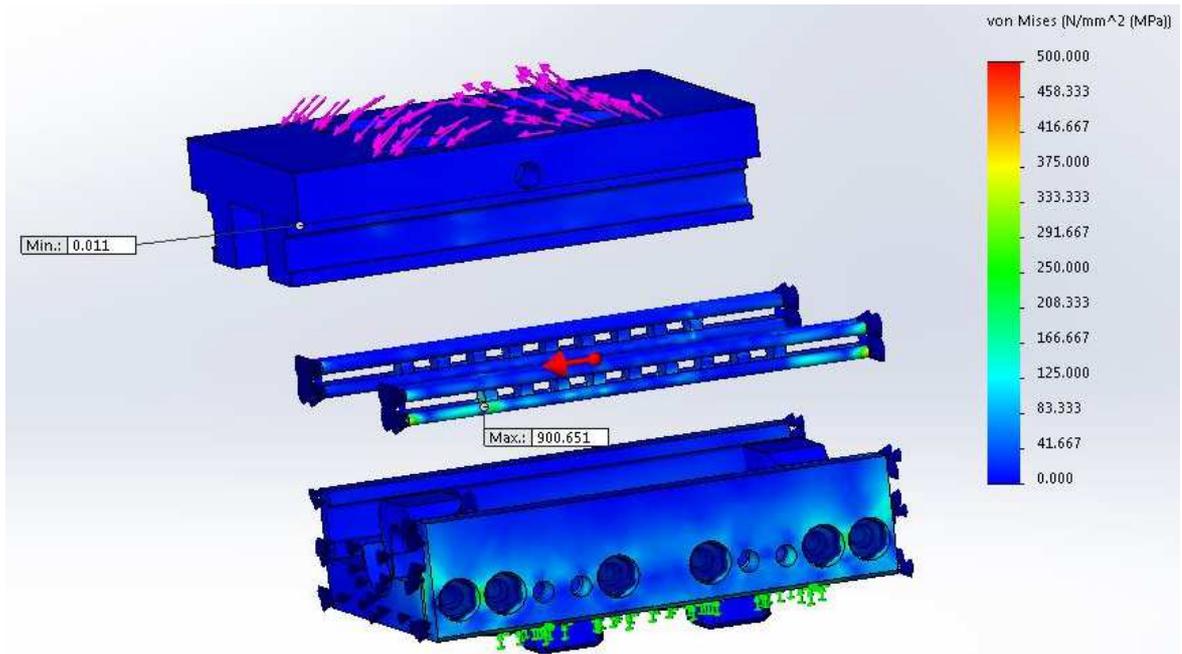


Abbildung 47: Spannungsverteilung der Vergleichsspannung von Mises für den vierten Belastungsfall

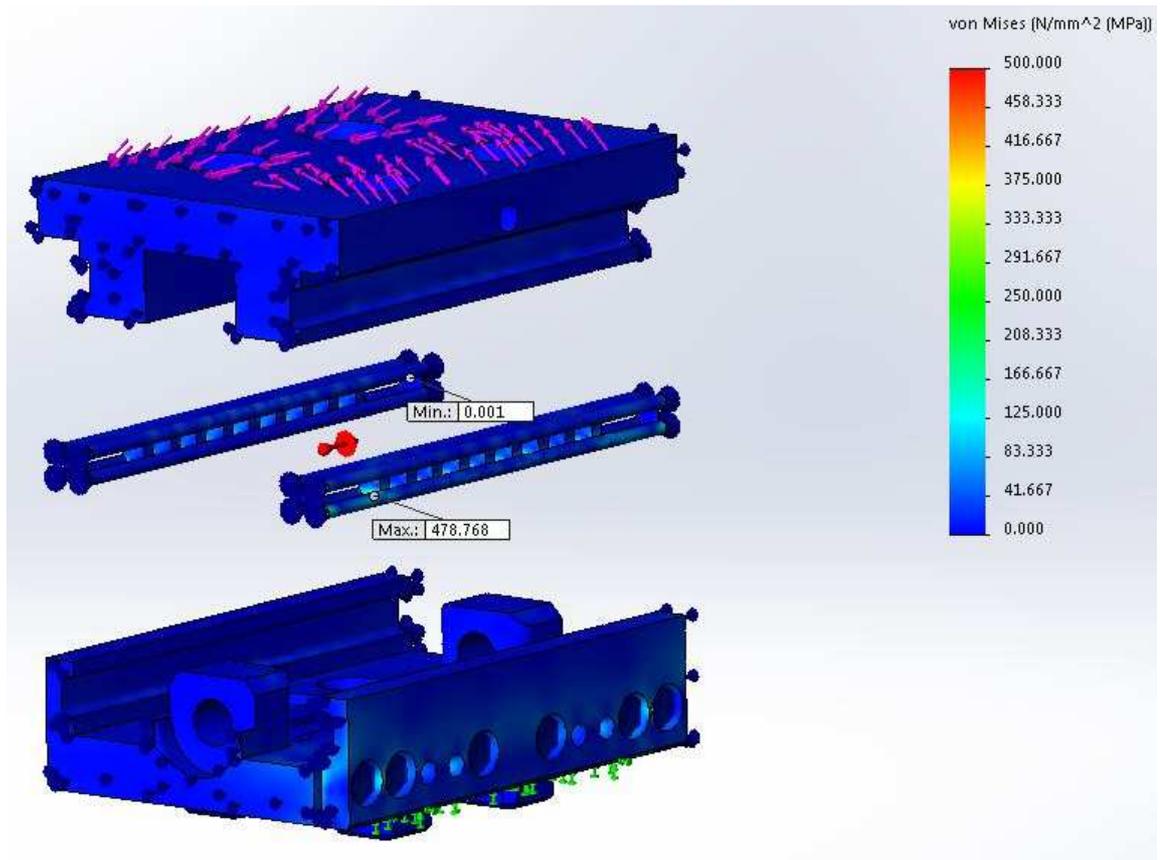


Abbildung 48: Spannungsverteilung der Vergleichsspannung von Mises für den fünften Belastungsfall

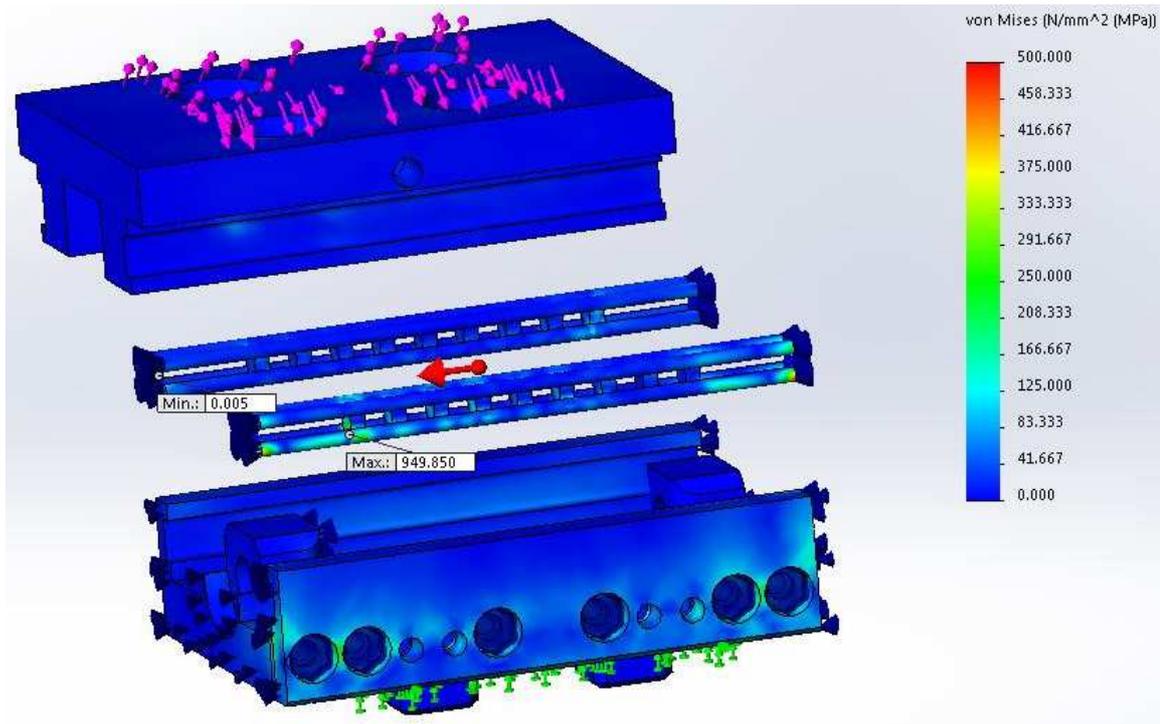


Abbildung 49: Spannungsverteilung der Vergleichsspannung von Mises für den sechsten Belastungsfall

Des Weiteren fällt auf, dass die höchste Spannung in allen Belastungsfällen im vorderen rechten Ersatzwälzkörper auftritt. Sondiert man an den anderen Ersatzwälzkörpern des rechten Linearlagers an ähnlicher Stelle die auftretenden Spannungen, so erhält man ähnliche Werte für die Spannungen, die alle geringfügig unter der maximal auftretenden liegen. Diese ist ebenfalls am Farbverlauf in Abbildung 50 erkennbar.

Die auftretenden positiven Hauptspannungen sind i.d.R. an den Lagerenden mit der modellierten,  $0,01\text{mm}$  dicken Verbindungswand zu finden, vgl. Abbildung 50. Da es an diesen Stellen nicht zu Zugspannungen kommen kann, sind diese Spannungen als numerische Ungenauigkeit nicht weiter zu beachten. Die Spannungsbilder zu den Hauptspannungen der übrigen Lastfälle sind im Anhang zu finden.

Durch die Spannungsbilder bestätigt sich der in Abbildung 21 angenommene, schematische Kraftfluss, denn beim Sondieren der Spannungswerte an den Übergangsstellen zwischen Ersatzwälzkörper und Laufstab ist zu sehen, dass in beiden Linearlagern die oberen, inneren sowie der unteren, äußeren Laufstäbe die größeren Spannungen aufweisen als die übrigen. In Abbildung 51 sind die Vektoren der Hauptspannungsrichtungen zu sehen. Auch diese zeigen den angenommen Kraftfluss, welcher aus der dritten Hauptspannungsrichtung besteht. Die dritte Hauptspannung weist in allen, berechneten Lastfällen den betragsmäßig größten Wert auf, vgl. auch Tabelle 10. Die rücklaufenden Pfeile in Abbildung 21 werden in Abbildung 51 durch die zweite Hauptspannungsrichtung abgebildet.

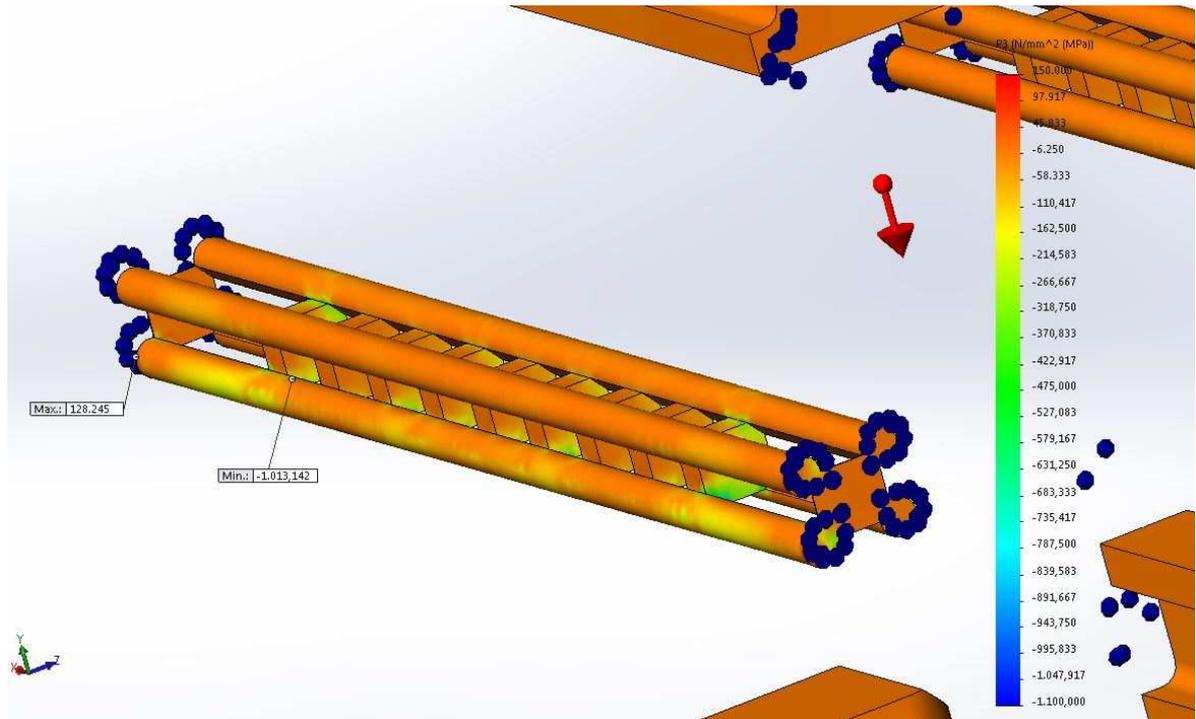


Abbildung 50: Detailansicht Linearlager rechts der dritten Hauptspannung des ersten Belastungsfalls

Die größten Verformungen treten durch die Verschraubung, die zur Einstellung der Vorspannung der Lager genutzt wird, auf der rechten Seite des Führungsschlittens auf. Die Verformung an den übrigen Stellen ist mit einem Hundertstel Millimeter vernachlässigbar klein.

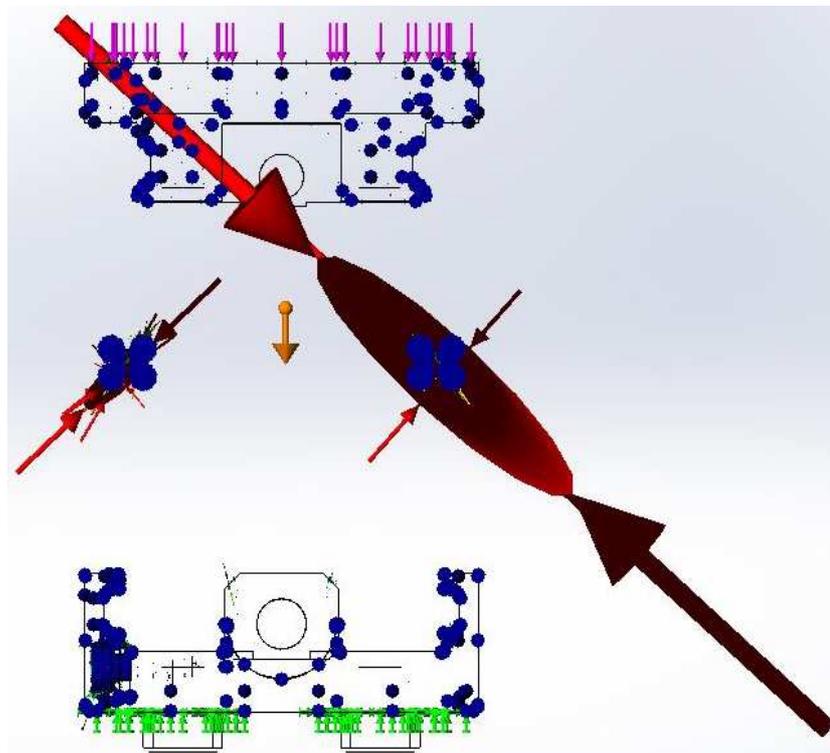


Abbildung 51: Vektoren der Hauptspannungsrichtungen des ersten Belastungsfalls

### 4.3 Überprüfung des FEM-Modells

Der praktische Versuch, der im folgenden Kapitel beschrieben wird, dient nicht nur allein der Prüfung der Führungsschlitten auf ihre Belastbarkeit sondern auch der Überprüfung der FEM-Ergebnisse.

Auf den ersten Blick scheint das FEM-Modell die Realität mit gewissen Abweichungen abzubilden. Zieht man die Ergebnisse mit den Berechnungen der Hertzschen Pressung in Kapitel 4.1.6 heran, so erkennt man zwar, dass die maximale Spannung, die an den Ecken der Ersatzwälzkörper auftritt, die Hertzsche Pressung für den Belastungsfall eins nur um ca. +19,23% und für den Belastungsfall zwei um ca. +16,83% übersteigt. Vergleicht man aber alle Spannungsbilder miteinander, fällt auf, dass alle simulierten Belastungsfälle sehr ähnliche Ergebnisse liefern. Auch ist sichtbar, dass in allen Belastungsfällen das linke Linearlager kaum belastet wird. Der Versuch, der im nachfolgenden Kapitel beschrieben und ausgewertet wird, zeigt jedoch eindeutig, dass alle Wälzkugeln gleichmäßig tragen.

Zudem passt die Spannung in den Belastungsfällen drei und vier nicht zu den in der Literatur bekannten Kugelbelastungsdiagrammen, vgl. Abbildung 52. Nach diesen sollten die äußeren Wälzkörper stärker belastet sein, als die sich in der Mitte befindlichen, auch dieses ist aber bei Analyse der FEM-Ergebnisse nicht feststellbar.

Das genutzte FEM-Modell bildet das Problem der Hertzschen Pressung und damit das Linearlager nicht hinreichend genau ab, um verlässliche Aussagen über Versagen und Auswirkungen von Belastungen zu treffen, liefert aber Anhaltspunkte über den Kraftfluss und die Auswirkung der zur Vorspannung eingebrachten Schrauben auf der rechten Seite des Führungsschlittens.

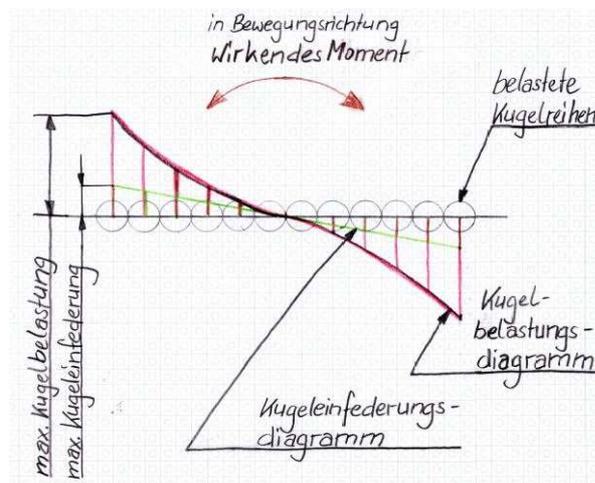


Abbildung 52: Kugelbelastungsdiagramm eines Linearkugellagers, modifiziert nach [26]

## 4.4 Zerstörender Versuch zur Ergebnisüberprüfung

### 4.4.1 Versuchsbeschreibung und –aufbau

Der Versuch wird mit der in Kapitel 2.5 angesprochenen Messtechnik durchgeführt. Um die Führungsschlitten während des Versuchs sicher auf der Prüfmaschine aufzulegen, ist eine Adapterplatte wie in Abbildung 53 notwendig. Diese wird auf der Prüfmaschine aufgebaut, der Führungsschlitten auf diese aufgelegt. Die Noppen auf der Unterseite des Führungsschlittens greifen dabei in die Passbohrungen der Adapterplatte, wodurch der Führungsschlitten für den Versuch vor Verrutschen gesichert ist. Die Bohrungen in der Mitte dienen der Ausrichtung auf der Prüfmaschine für die jeweiligen Zustände des Führungsschlittens: Die Bohrungen müssen, je nach dem, welcher Zustand getestet werden soll, mit der M12-Gewindebohrung, die in der Mitte der Prüfmaschine angebracht ist, in eine Flucht gebracht werden. Um nur eine Adapterplatte herstellen zu müssen und somit die Versuchskosten niedrig zu halten, ist die Adapterplatte so gestaltet, dass beide Zustände getestet werden können. Weitere Details sind der technischen Zeichnung im Anhang zu entnehmen.

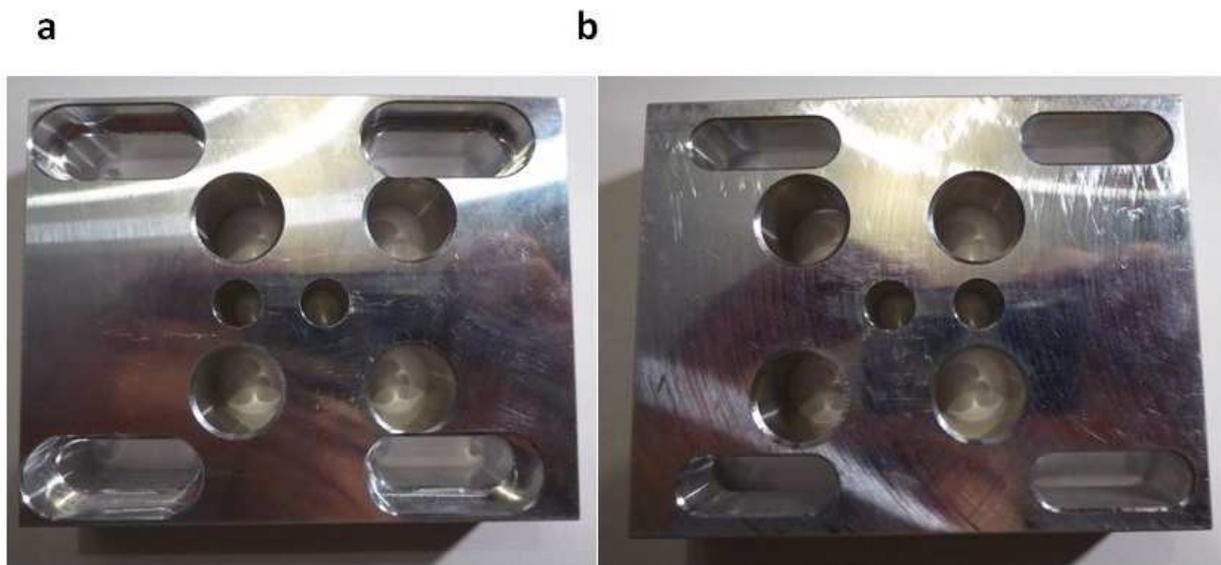


Abbildung 53: Adapterplatte in Drauf- (a) und Unteransicht (b)

Das Längenmessgerät ist am ersten Berührungspunkt zwischen Prüfmaschine und Führungsschlitten auszurichten, die Prüfmaschine, wie Abbildung 54 zu entnehmen, vorher mit niedriger Geschwindigkeit auf diesen Punkt zu fahren. Dieses muss aufgrund der schwankenden Höhe der Führungsschlitten für jeden Führungsschlitten manuell wiederholt werden.



Abbildung 54: Versuchsaufbau mit Justierung des Längenmessgerätes und der Verfahrensgeschwindigkeit

An der Software ist die für den jeweiligen Versuchspunkt vorgesehene Belastung einzustellen. Geprüft wird die senkrechte Belastung in z-Richtung sowohl bei ein- als auch ausgefahrenem Führungsschlitten. Zwei Schlitten werden dabei gezielt überlastet, die übrigen sechs Testobjekte mit der im Rahmen der Maschinengenauigkeit möglichen, in der Anforderungsliste angegebenen Maximalkraft von  $1500\text{N}$  getestet. Dieses entspricht den Belastungsfällen eins (eingefahren, Kraft senkrecht von oben) und zwei (ausgefahren, Kraft senkrecht von oben). Während der Belastung wird die Kraft-Weg-Kurve von der Software aufgenommen. Für die Führungsschlitten in ausgefahrenem Zustand sind zusätzlich zwei Fühlhebelmessgeräte an den Ausläufern des Oberteils angebracht, vgl. Abbildung 55.

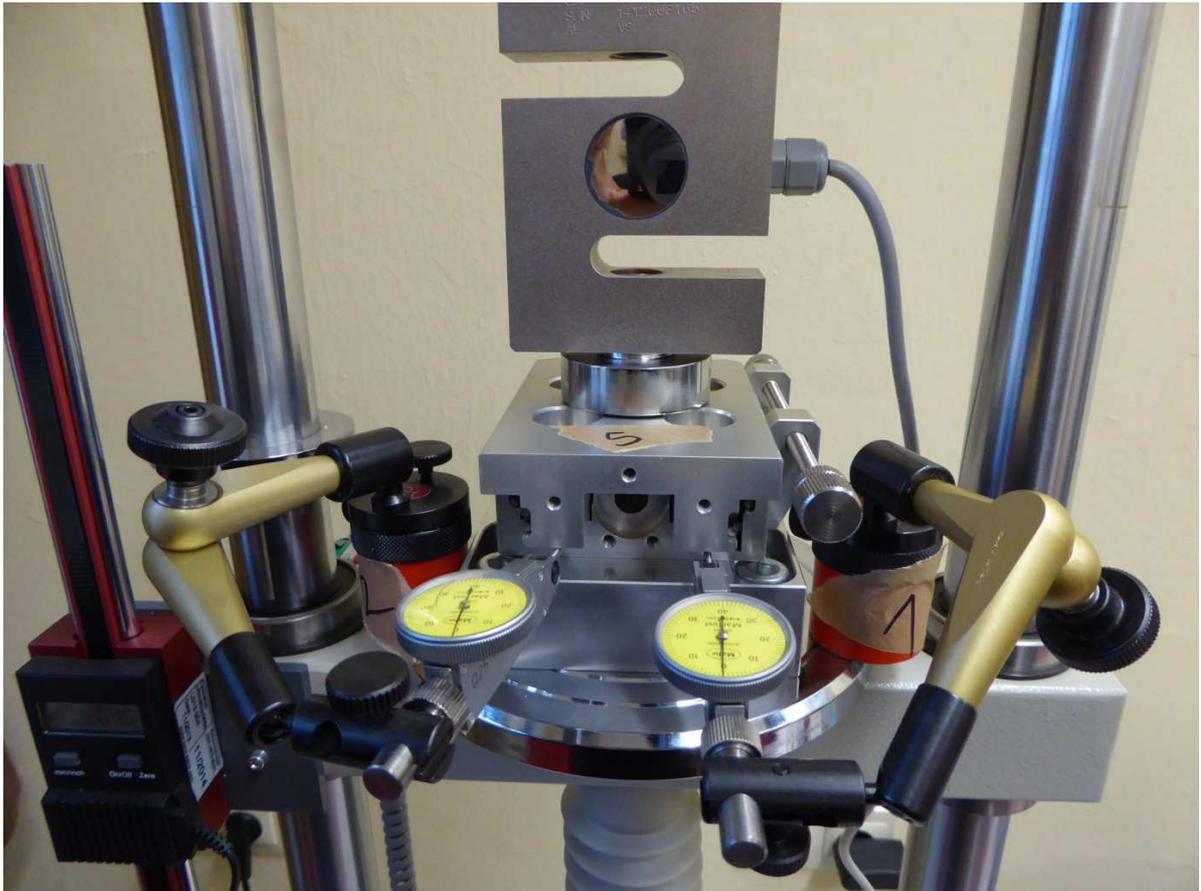


Abbildung 55: Versuchsaufbau mit ausgefahrenem Schlitten

#### 4.4.2 Versuchsdurchführung

Nachdem die Prüfmaschine und die dazugehörigen, peripheren Geräte einsatzbereit sind, wird mit einem Tennisball als Dummy für einen Testkörper die ordnungsgemäße Funktion der Prüfmaschine getestet, außerdem werden verschiedene Verfahrensgeschwindigkeiten mit diesem simuliert. Da es sich bei Führungsschlitten um eine steife Konstruktion handelt, ist eine niedrige Verfahrensgeschwindigkeit zu wählen. Für den gesamten Versuch ist eine Verfahrensgeschwindigkeit von  $8 \frac{mm}{min}$  festgelegt worden. Die Abtastrate für den Messschieb, der für alle Versuche aufgezeichnet wird, beträgt 0,03s.

Nach der Simulationsphase wird die Raumtemperatur mit einem einfachen Flüssigkeits-Glas-Thermometer gemessen.

Anschließend wird der Führungsschlitten mit der Ordnungsnummer eins in einem Durchgang mit  $14kN$  in eingefahrenem Zustand überlastet, die Führungsschlitten mit den Ordnungsnummern zwei bis vier werden ebenfalls in einem Durchgang in eingefahrenem Zustand mit  $1,5kN$  beaufschlagt.

Desgleichen werden die Führungsschlitten mit den Ordnungsnummern fünf bis sieben in ausgefahrenem Zustand mit einer Prüfkraft von  $1,5kN$  getestet. Zusätzlich zum Messschrieb werden hier die Messwerte der Fühlhebelmessgeräte nach Aufbau, wie in Abbildung 55 ersichtlich, aufgenommen. Die Fühlhebelmessgeräte sind für jeden Führungsschlitten neu auszurichten.

Der Führungsschlitten mit der Ordnungsnummer acht wird in mehreren Durchgängen mit steigenden Belastungen beaufschlagt, nach jeder Belastung wird der Führungsschlitten entlastet, auf Rastmarken in den Lagerlaufbahnen oder Wälzkugeln durch hin- und herbewegen untersucht und mit der nächstgrößeren gewählten Kraft erneut belastet. Begonnen wird mit  $4kN$  Belastung. Die nächste gewählte Belastung ist  $8kN$ . Diese wird in Schritten von  $2kN$  auf maximal  $14kN$  gesteigert.

### 4.4.3 Beobachtungen und Messergebnisse

Die abgelesene Temperatur beträgt  $22^{\circ}C$ . Da Führungsschlitten u.a. auch bei Umgebungsbedingungen verwendet werden, die nicht Reinraumbedingungen erfüllen, ist die gegebene Atmosphäre und Temperatur für den Versuch zulässig. Reinraumbedingungen nach Norm sind in diesem Versuch nicht gegeben.

Während den ersten Versuchen fällt auf, dass die vorgegebene, aufzubringende Prüfkraft von  $1,5kN$  trotz korrekter Voreinstellung um 78% bis 150% von der Prüfmaschine selbst überschritten wird, sodass eine genaue Belastung der Führungsschlitten mit einer definierten Kraft mit diesem Versuchsaufbau nicht möglich ist. Die Einhaltung der Vorgabe wird mit höheren vorgegebenen Kräften, nominell ab  $4kN$ , besser, die Abweichungen sinken auf ca. +20%, vgl. Tabelle 11.

Des Weiteren kann festgestellt werden, dass erst ab einer Belastung von über  $13kN$  eindeutige Rastmarken in den Drahtlaufstäben der Linearwälzlager festgestellt werden können. Die Führungsschlitten mit den Ordnungszahlen eins und acht weisen eindeutige Rastmarken auf, über die mit größerem Kraftaufwand hinweg geschoben werden kann. Ein Unterschied in der Verschiebbarkeit im Vergleich zum neuwertigen Führungsschlitten ist subjektiv bei Belastungen unter  $13kN$  nicht feststellbar.

Außerdem ist zu erkennen, dass die Führungsschlitten nach dem Test eine um einige Hundertstel Millimeter geringere Höhe aufweisen. Besonders auffällig ist hier der Führungsschlitten mit der Ordnungsnummer zwei, dessen Höhe um  $0,05mm$  abnimmt. Zusätzlich ist Tabelle 11 zu entnehmen, dass der maximal zurückgelegte Weg im Vergleich zur aufgebrauchten Belastung unterschiedlich ausfällt: So ist beim Führungsschlitten mit der Ordnungsnummer sieben ein Weg von  $0,36mm$  bei einer Druckkraft von  $-2,93kN$  zurückgelegt worden, beim

Führungsschlitten mit der Ordnungsnummer acht ist im ersten Durchgang ebenfalls ein Weg von  $0,36\text{mm}$  allerdings bei einer Druckkraft von  $-4,87\text{kN}$  ( $+66,21\%$ ) gemessen worden. Ähnliches lässt sich auch zwischen dem Führungsschlitten mit der Ordnungsnummer eins und dem Führungsschlitten mit der Ordnungsziffer acht im dritten Durchgang feststellen, wobei hier die prozentuale Abweichung der Kraftdifferenz bei lediglich  $23,33\%$  liegt.

Tabelle 11: Messwerte des Versuchs

Nr.	Höhe vorher in mm	Höhe hinterher in mm	Max. Last <sup>7</sup> in kN	Prozentuale Abweichung in %	Max. Weg in mm	Messuhr 1 (Q2580) in mm	Messuhr 2 (Q2579) in mm	Hub in mm	mech. Beschädigung
1	40,00	39,97	-16,02	+7	0,48	–	–	0	ja
2	40,00	39,95	-2,67	+78	0,27	–	–	0	nein
3	39,98	39,95	-2,75	+83	0,23	–	–	0	nein
4	39,93	39,92	-3,75	+150	0,31	–	–	0	nein
5	39,96	39,93	-3,01	+101	0,36	0,06	0,08	20,09	nein
6	39,97	39,95	-3,03	+102	0,33	0,06	0,08	20,07	nein
7	39,94	39,92	-2,93	+95	0,36	0,05	0,08	20,13	nein
8	40,00	39,97	-4,87	+22	0,36	0,10	0,13	20,08	nein
8.1	39,97	39,95	-9,61	+20	0,43	0,19	0,24	20,08	nein
8.2	39,95	39,93	-11,61	+16	0,47	0,24	0,28	20,08	nein
8.3	39,93	39,93	-12,99	+8	0,48	0,25	0,33	20,08	nein
8.4	39,93	39,92	-15,92	+14	0,54	0,30	0,38	20,08	ja

<sup>7</sup> Da es sich um eine Druckbelastung handelt, wird der Wert der aufgebrauchten Kraft negativ angenommen, vgl. [15] Definition der Druckspannung.

Bei der Entlastung der Führungsschlitten mit den Ordnungsnummern sechs bis acht, die im ausgefahrenem Zustand getestet wurden, kann festgestellt werden, dass beide Messuhren in die Ausgangslage von  $0,00\text{mm}$  zurückgekehrt sind. Lediglich bei dem Führungsschlitten mit der Ordnungszahl fünf ist eine Restanzeige von  $0,01\text{mm}$  festzustellen.

Bei der Demontage des überlasteten Führungsschlittens mit der Ordnungsziffer acht ist zu dem zu sehen, dass alle acht Laufstäbe der Linearwälzlager Eindrücke von den Wälzkugeln aufweisen. Die Eindrücke sind allen Stellen zu finden, an denen sich auch die Wälzkugeln während der Belastung befunden haben. Die Wälzkugeln sind optisch einwandfrei, sie weisen keine Beschädigungen oder Verformungen auf. Auch die Anschlusskonstruktion ist bei der Belastung optisch sichtbar nicht beschädigt worden.

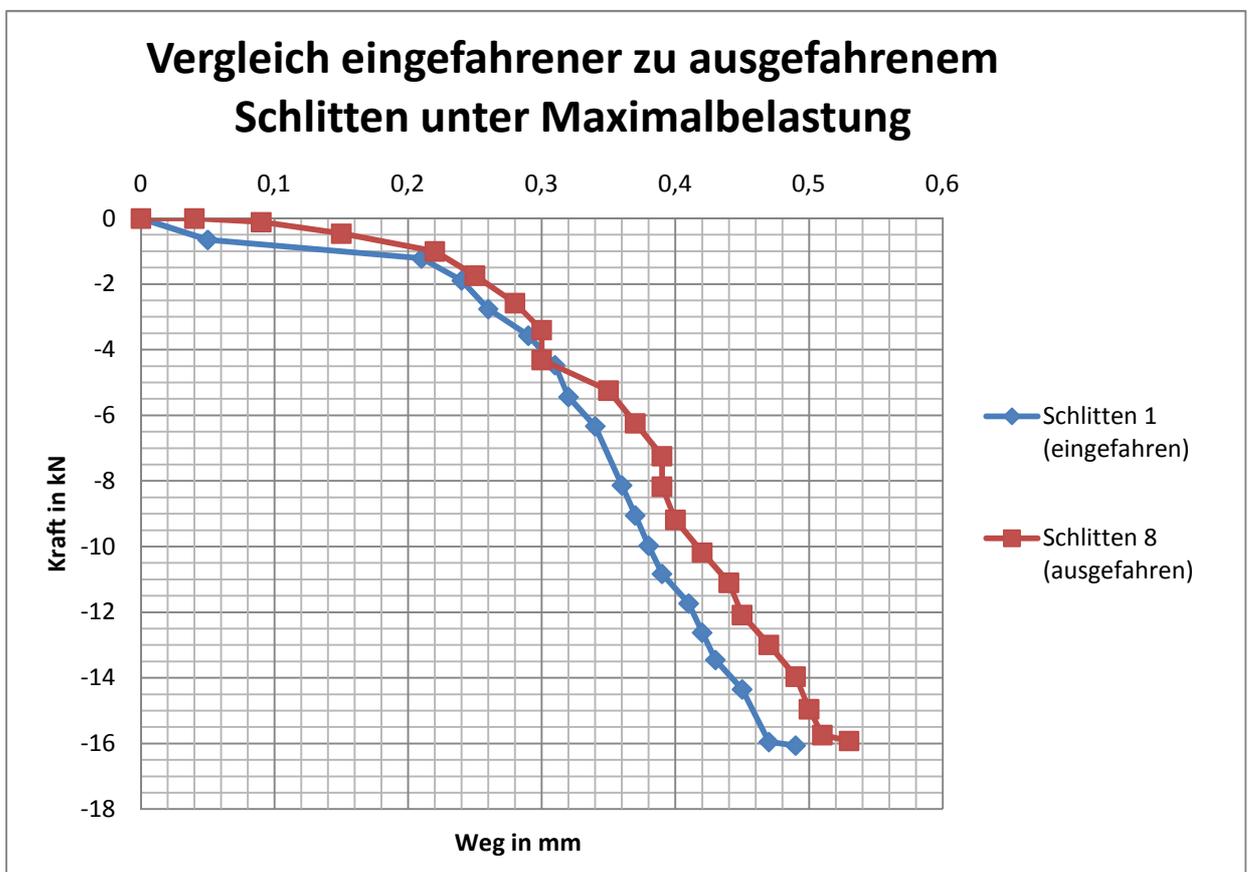


Abbildung 56: Vergleich eingefahrener zu ausgefahrenem Führungsschlitten unter maximaler Belastung

Auffällig in Abbildung 56 sind, neben den Rastpunkten bei ca.  $-4\text{kN}$  und ca.  $-8\text{kN}$  in der Kurve des Führungsschlittens mit der Ordnungszahl acht, vor allem die Sprünge in beiden Kurven gegen Ende der Messung bei ca.  $-16\text{kN}$ .

Außerdem ist zu sehen, dass der ausgefahrene Zustand eines Führungsschlittens unter Belastung nachgiebiger als bei einem eingefahrenem Führungsschlitten ist, vgl. Abbildung 56. Des Weiteren ist zu erkennen, dass bei gleicher Krafteinwirkung mehr Weg bei dem

Führungsschlitten mit der Ordnungsnummer acht, der in ausgefahrenem Zustand getestet worden ist, zurückgelegt worden ist. Auch ist zu sehen, dass dieser Effekt bei steigender Belastung zunehmend zum Tragen kommt.

In Abbildung 57 sind die Kraft-Weg-Kurven, die in den einzelnen Versuchen ermittelt wurden, zusammengefasst. Es ist auch in dieser Grafik deutlich zu erkennen, dass die ausgefahrenen Führungsschlitten mit den Ordnungsnummern fünf bis sieben nachgiebiger sind als die eingefahrenen Führungsschlitten mit den Ordnungsziffern zwei bis vier. Außerdem ist zu erkennen, dass alle Führungsschlitten unterschiedlich nachgiebig auf die Belastung reagieren. Besonders auffällig ist dieses bei dem Führungsschlitten mit der Ordnungsnummer vier: Dieser ist annähernd so nachgiebig wie ein ausgefahrener Führungsschlitten.

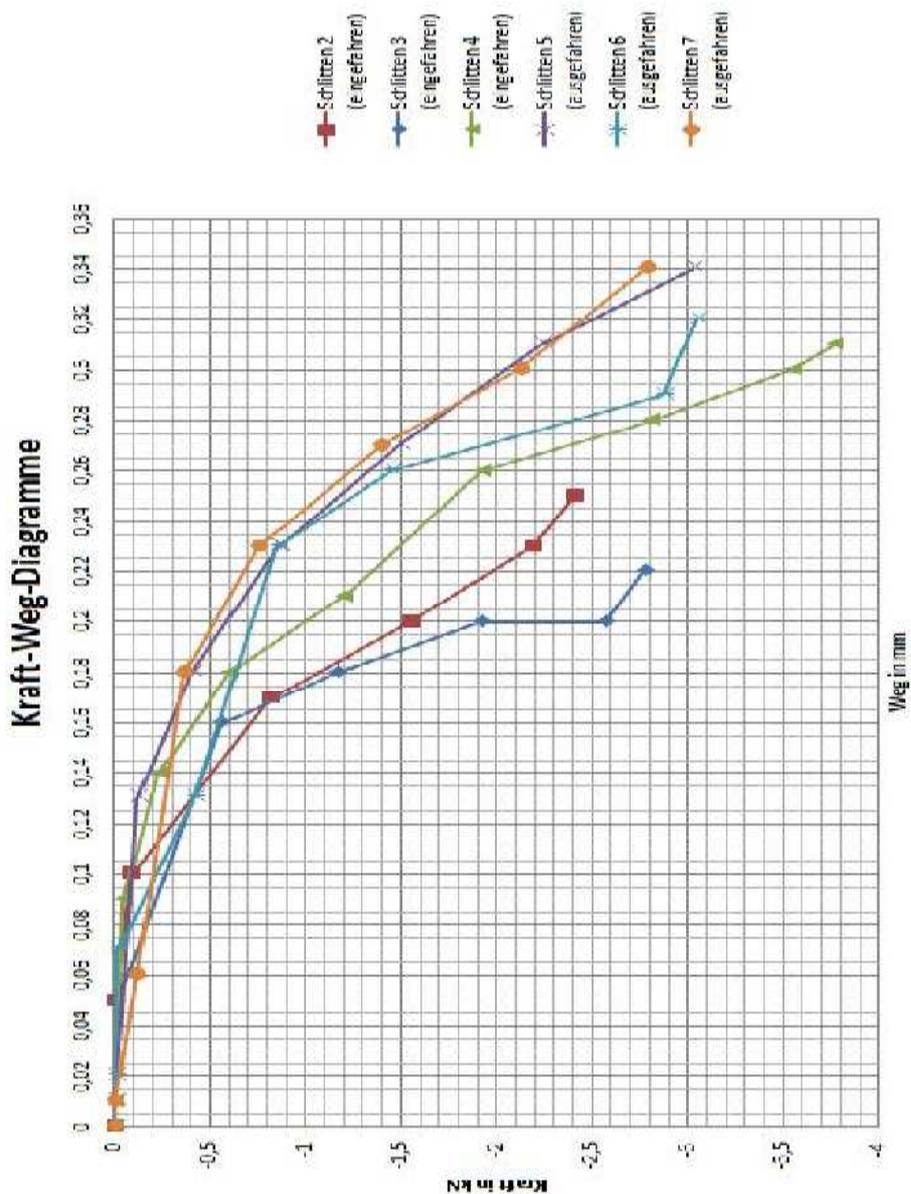


Abbildung 57: Zusammenstellung der Kraft-Weg-Kurven der Führungsschlitten mit den Ordnungszahlen zwei bis sieben

Dass die Nachgiebigkeit eines Führungsschlittens auch bei mehrmaliger Be- und Entlastung im Rahmen der Messgenauigkeit gleichbleibend ist, kann entnommen Abbildung 58 werden.

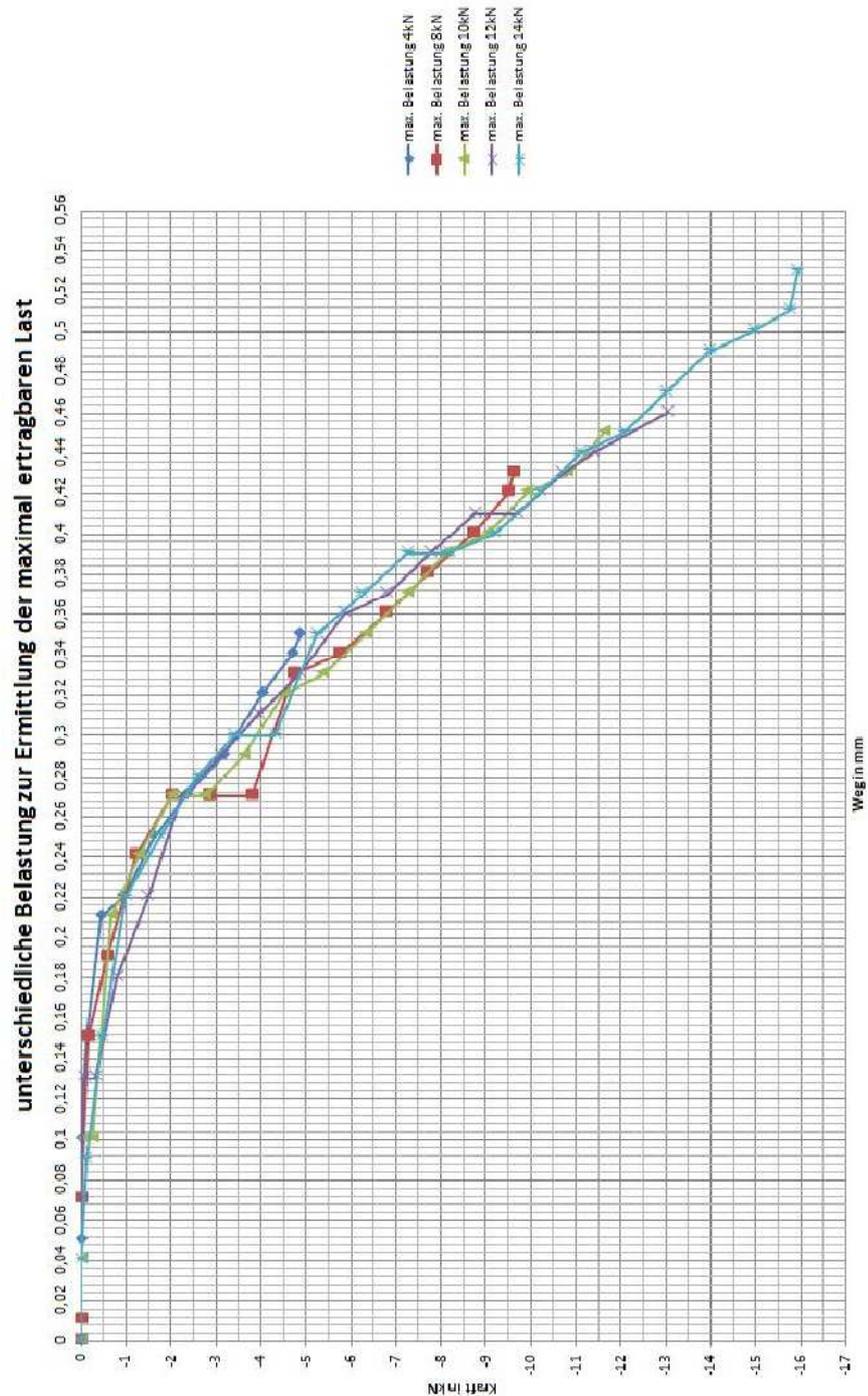


Abbildung 58: Kraft-Weg-Kurven des achten, ausgefahrenen Führungsschlittens mit unterschiedlichen Belastungen zur Ermittlung der maximal ertragbaren Last

Der im Vergleich mit dem Führungsschlitten mit der Ordnungszahl eins angesprochene Sprung ist ebenfalls in Abbildung 58 am Ende der Messung mit der maximalen Belastung von 14kN bei ca. -16kN klar erkennbar.

#### 4.4.4 Auswertung und Interpretation der Versuchsergebnisse

Dieser Versuch zeigt eindeutig, dass die maximal ertragbare, senkrechte Last über der Katalogangabe von  $1500N$  liegt. Die Katalogangabe weist also ausreichende Sicherheiten und Reserven auf. Die in Kapitel 4.1.5 aus der Faustformel berechneten  $8550N$  als reine Beanspruchung in z-Richtung sind von den Lagern ohne Einschränkungen ertragbar. Eine Begrenzung der Maximalwerte der Faustformel ist dadurch nicht notwendig.

Die bleibenden Verformungen sind auf das Setzen, also den Verlust von Vorspannkraft, von Lagern und Schrauben zurückzuführen.

Die Streuung der Nachgiebigkeit der Führungsschlitten ist darauf zurückzuführen, dass die Schrauben, die die Vorspannung der Lager übernehmen sollen, undefiniert<sup>8</sup> angezogen werden und so jeder Führungsschlitten mit unterschiedlicher Lagervorspannung getestet wurde. Denn je größer die Vorspannung der Lager ist, desto steifer ist die Gesamtkonstruktion.

Die gleichmäßigen Eindrücke der Wälzlagerkugeln in den Kugellaufstäben zeigen, dass bei einer senkrechten Belastung alle 18 Wälzkugeln zum Tragen kommen. Es wird außerdem deutlich, dass nicht die Wälzkugeln der Schwachpunkt der Lagerung sind, sondern die Kugellaufstäbe der Belastung nicht standhalten. Bestätigt wird dieses auch durch die in Tabelle 8 angegebenen, unterschiedlichen Härten der verwendeten Werkstoffe.

Die Sprünge in den Messschrieben in Abbildung 56 und Abbildung 58 zeigen, dass erst bei der an diesem Punkt herrschenden Belastung die Belastungsgrenze der Linearlager erreicht ist: Der Werkstoff der Laufstäbe verformt sich plastisch, da es an dieser Stelle zu einer Überschreitung der Streckgrenze und damit verbunden einer Spannungsüberhöhung kommt. Die zulässige Hertzsche Pressung wird ebenfalls überschritten. Bei dieser Belastung ist mehr Energie vorhanden, als durch elastische Verformung abgebaut werden kann, sodass es zum Fließen, also plastischen Verformen, des Werkstoffes kommt. Da die Startenergie für diesen Prozess überschritten wurde, ist es im Folgenden mit der gleichen Energiemenge, die durch die konstant zunehmende Kraft bereitgestellt wird, einfacher mehr Weg zurückzulegen. Dieses ist für die Sprünge in den Kurven verantwortlich.

Dass die maximal ertragbare Belastung über der Tragzahl der Lager liegt, kann verschiedene Ursachen haben: Zum einen ist zu nennen, dass der Messaufbau, insbesondere die

---

<sup>8</sup> Dieses geht aus den Gesprächen mit den Mitarbeitern aus der Montage hervor.

Des Weiteren existiert keine eindeutige Zusammenbauanleitung zu diesem Thema.

obere Traverse der Prüfmaschine sowie die Aluminiumadapterplatte, ebenfalls Kräfte aufnimmt, die nicht erfasst wurden. Des Weiteren kann die eingebrachte Lagervorspannung einen Teil der Kräfte kompensieren, dieses ist für den untersuchten Belastungsfall allerdings weniger ausschlaggebend, da die Vorspannung bei beiden Schlitten undefiniert und unterschiedlich groß war. Ein weiterer Punkt ist die elastische Nachgiebigkeit der die Linearlager umgebenden Konstruktion, denn auch diese nimmt Kräfte auf, vgl. Abbildung 21. Auch erscheint es wahrscheinlich, dass der Lagerhersteller die Tragzahl um einen gewissen Prozentsatz herabgesetzt hat, um eine Streuung dieser in der Serienproduktion der Linearlagerkomponenten, die durch produktionsbedingte Schwankungen in den verwendeten Stahllegierungen und Fertigungstoleranzen bedingt sind, auszugleichen.

Die in Kapitel 4.1.6 berechnete Abplattung wird bei einer Belastung über  $13kN$  nur in den Kugellaufstäben sichtbar, die Wälzkugeln sind weiter funktionsfähig. Bei den übrigen Belastungsfällen sind makroskopisch keine Auffälligkeiten in den Laufstäben oder Wälzkugeln nachzuweisen. Die berechnete Abplattung kann mit den zur Verfügung stehenden Mitteln nicht überprüft werden.

## 4.5 Weitere Beobachtungen

Während der Analyse sind einige weitere Beobachtungen gemacht worden, die ebenfalls einen Beitrag zum Verschleiß bzw. Schädigung der Linearlager beitragen.

Zum einen ist aus den Gesprächen mit den Mitarbeitern der Montage hervorgegangen, dass die Vorspannung der Linearlager „nach Gefühl“, so, dass die Führungsschlitten leicht zu verschieben sind, und nicht definiert mittels Drehmomentenschlüssel, um eine höhere Belastbarkeit sicherzustellen, eingestellt wird. Festgestellt werden konnte dieses zudem an zwei von zehn für den Versuch bereitgestellten Führungsschlitten: Diese sind sehr leicht verschiebbar gewesen und aufgrund dieses Umstandes nicht für den Versuch genutzt worden, um eine größere Verfälschung der Versuchsergebnisse zu vermeiden.

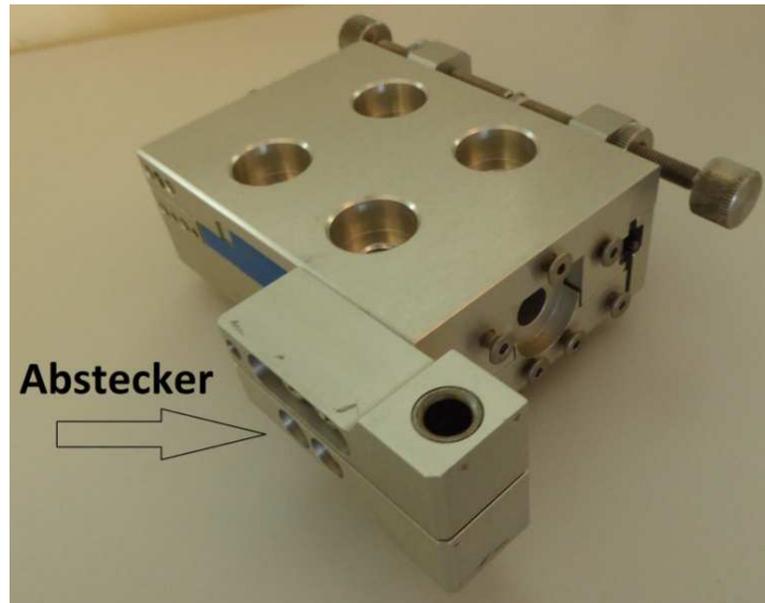


Abbildung 59: Führungsschlitten mit optionalen Absteckern

Des Weiteren ist an dem zur Verfügung stehenden Musterteil, das neben einem Schlittenanschlag auch mit sog. Absteckern ausgerüstet ist, vgl. Abbildung 59, bei der Demontage der Abstecker aufgefallen, dass die Verschraubung der Abstecker durch zu lange Schrauben oder zu tiefe Senkungen in den Absteckern ebenfalls eine Vorspannung auf die Laufstäbe der Linearlager aufgebracht wird, vgl. Abbildung 60, roter Kreis, wodurch sich die Führungsschlitten schlechter verschieben lassen, da diese Vorspannung nur auf den vorderen Bereich der Laufstäbe wirkt. Dadurch wird der vordere Bereich der Laufstäbe belastet, was ein Biegemoment im Laufstab und eine einseitige Verengung der Wälzkugellaufbahn bewirkt.



Abbildung 60: Detail Absteckerverschraubung

## 5 Optimierung

Nach der umfassenden Analyse der bestehenden Führungsschlitten sollen mögliche Optimierungen aufgezeigt werden.

Dazu ist ein morphologischer Kasten erstellt worden, um aus diesem mehrere mögliche Varianten zusammenzustellen. Diese sollen anschließend beschrieben und mittels VDI2225 anhand der in Kapitel 3.5 aufgestellten Anforderungsliste technisch bewertet werden. Die am besten bewertete Variante durchläuft den Konstruktionsprozess, der die Umsetzung als 3D-Modell und die Berechnung der ertragbaren Belastungen umfasst.

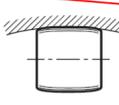
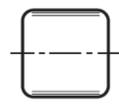
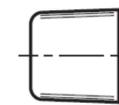
Abschließend werden die bestehende Variante, die ebenfalls bei der Bewertung mit berücksichtigt wird, und die mögliche neue Variante besonders hinsichtlich der Kosten für die Linearlagerung verglichen.

### 5.1 Morphologischer Kasten

Der nachfolgende, morphologische Kasten stellt Lösungsmöglichkeiten für Linearlagerungen zusammen. Die Tabelle ist so aufgestellt, dass die Aufgabe der Lagerung auf die einfachsten Ebenen aufgebrochen ist: Es werden Ideen für den möglichen Aufbau von Linearlagern angegeben, beginnend bei der Art der Lagerung, also der grundsätzliche Aufbau dieser, über Verbindungselemente, hin zur Schmierung.

Bei dem auf der folgenden Seite dargestellten morphologischen Kasten ist zwingend zu beachten, dass nicht alle möglichen Kombinationen auch sinnvolle Lösungsvorschläge darstellen.

Verfolgt man die einzelnen, im morphologischen Kasten eingezeichneten Pfade, so erhält man die verschiedenen Lösungsvarianten. Diese Varianten werden in Kapitel 5.2 in Bild und Wort genauer erläutert.

<b>Art der Lagerung</b>	Wälzlagerung	aerostatische Lagerung	Magnetlagerung	hydrostatische Lagerung	Gleitlagerung	ohne				
<b>Verbindungselement</b>	Kugeln 	Nadelrollen 	Tonnenrollen 	Zylinderrollen 	Kegelrollen 	Gleitkörper	Passung	ohne		
<b>Material des Verbindungselements</b>	Stahl (z.B. 100Cr6)	Messing	Bronze	Aluminium	Keramik (z.B. ZrO2)	Borosilikatglas Glas	Kunststoff (z.B. POM)	ohne		
<b>Auflage des Verbindungselements</b>	4-Punkt-Auflage	Linienberührung	2-Punkt-Auflage	Flächenkontakt	3-Punkt-Auflage	Punktberührung	sonstiges	ohne		
<b>Käfig</b>	rund	eckig	ohne							
<b>Material des Käfigs</b>	Kunststoff (z.B. PA)	Bronze	Aluminium	Stahl	Keramik	sonstige Metalle	ohne			
<b>Lagerschale</b>	Kugellaufstäbe (Draht)	"mittiger" Rundstab	direkt im Ober- / Unterteil	Führungsschiene	eingeschraubte Schale	ohne				
<b>Material der Lagerschale</b>	Kunststoff (z.B. PET)	Stahl (z.B. 42CrMo4)	Bronze	Aluminium	ohne					
<b>Lagerreihen</b>	1-reihig	2-reihig	3-reihig	Kugelumlauf	ohne					
<b>Schmierung</b>	Lebensdauerschmierung	Montageschmierung	Schmierintervall	ohne						
<b>Schmierstoffverteilung</b>	umlaufend / umgewälzt mittels zusätzlicher Pumpe	statisch / durch funktionsmäßige Bewegung	ohne							
<b>Schmierstoffzufuhr</b>	Schmiernippel	Ölkanne (manuell)	Tropföler (automatisch)	ohne						
<b>Schmierstoffgattung</b>	Fett	Öl	ohne							
<b>Montage des Lagers</b>	geschraubt	gesteckt	gepresst							

- ②
- ⑥
- ⑦
- ⑧
- ④
- ①
- ⑤
- ③

Es sind nicht alle möglichen Kombinationen sinnvoll.  
 Bilder der Wälzkörper der "Kleinen Wälzlagerkunde" (Schaeffler Gruppe) entnommen

	Tolerierung ISO 8015 Allgmeintoleranzen DIN 2768-mH	Werkstoff: -- M:1:1 A 2
	Geschützt nach ISO 16016	Oberfläche: --
Datum Bearb. 06.01.2016 Gepr. 06.01.2016 Norm	Name D. Warstat D. Warstat	Zeichnungsname <b>morphologischer Kasten</b> Lagerung von Führungsschlitzen Bachelorarbeit Daniel Warstat
Index Änderung Datum Name	Benennung --	Revision D Blatt 1 1
		Gewicht: -- g

## 5.2 Beschreibung der entwickelten Lösungsvarianten

Die im morphologischen Kasten auf der vorherigen Seite eingezeichneten Pfade werden im Folgenden erklärt und beschrieben.

Bei der Findung der Lösungsmöglichkeiten wurde darauf geachtet, dass die benötigten Bauteile entweder schon durch Hersteller lieferbar sind oder im Hause Horst Witte Gerätebau Barskamp KG gefertigt werden können.

Die dargestellten Varianten sind nicht vollständig auskonstruiert und nur skizzenhaft beschrieben. Außerdem stellen die ausgewählten Varianten nicht alle möglichen, sinnvollen Varianten, sondern nur einen unvollständigen Auszug dar.

### 5.2.1 Variante eins

Bei der ersten entwickelten Variante handelt es sich im Grunde um die bereits bestehende Linearlagerung des Führungsschlittens.

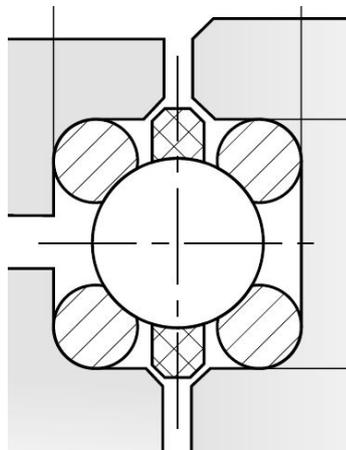


Abbildung 61: Lösungsvariante eins: Linearwälzlager mit Kugeln und Laufstäben, modifiziert nach [5]

Wie in Abbildung 61 zu sehen, ist das Linearlager der Variante eins aus einer Wälzlagerung mit Wälzkugeln aus Stahl, die in einem Kunststoffkäfig geführt werden, zusammengesetzt. Die Wälzkugeln liegen mit vier Punkten auf den vier stählernen Kugellaufstäben auf. Die Linearlagerung soll einreihig ausgeführt sein und nur bei der Montage mit Öl geschmiert werden, eine weitere Schmierung ist nicht vorgesehen. Das einreihige Linearlager wird durch einstecken in die Ober- und Unterteile der Führungsschlitten zusammengebaut.

### 5.2.2 Variante zwei

Auch bei Variante zwei wird die Linearlagerung mittels Wälzkörpern beschrieben. Jedoch handelt es sich bei den Wälzkörpern, wie in Abbildung 62 zu sehen, um Zylinderrollen aus Stahl, die sich durch Linienberührung auf einer ebenfalls aus Stahl gefertigten Führungsschiene abstützen. Auch wird diese Linearlagerung einreihig ausgeführt, jedoch im Vergleich mit Variante eins mit Ober- und Unterteil des Führungsschlittens verschraubt. Die Schmierung des Lagers soll mittels eines Fettes, das eine geringe Neigung zum Verharzen aufweist, erfolgen.



Abbildung 62: Lösungsvariante zwei: Kreuzrollenführungsschiene, modifiziert nach[27]

### 5.2.3 Variante drei

Die Lösungsvariante drei beruht auf einer bereits vorhandenen Konstruktion der Fa. Horst Witte Gerätebau Barskamp KG. Der in Abbildung 63 gezeigte Führungsschlitten der Baugröße Alufix 25 dient für diese Variante als Vorbild: Das Unterteil wird über zwei im Oberteil befestigte, runde Gleitstäbe geführt. Bei dem gezeigten Modell sind die Führungsschienen aus Stahl gefertigt, für die Lösungsvariante ist das Material der Gleitstäbe auf Bronze, ein typisches Gleitlagermaterial, das schneller als Aluminium verschleißt, geändert worden. Die Gleitstäbe laufen dabei ohne gesonderte Laufschalen im Ober- bzw. Unterteil. Zudem ist ein Schmierintervall vorgesehen, der Schmierstoff, in diesem Fall Fett mit geringer Neigung zum Verharzen, soll über Schmiernippel zugeführt werden. Die Laufstäbe sind dabei in das Ober- und Unterteil eingepresst.

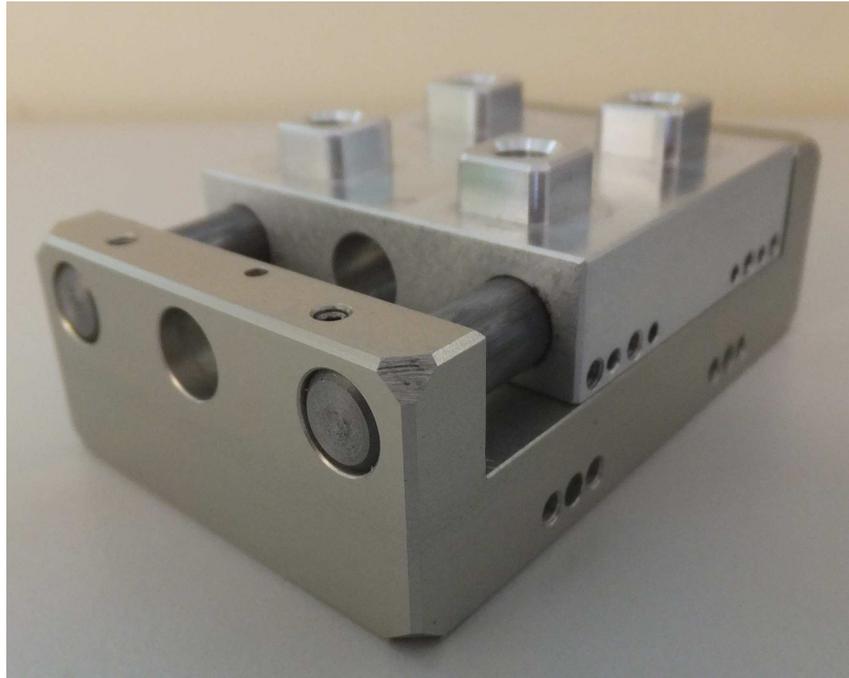


Abbildung 63: Lösungsvariante drei: Gleitlagerung mittels Gleitstäben

## 5.2.4 Variante vier

Die vierte Variante wird durch eine gesteckte Magnetlagerung generiert: Das Ober- und Unterteil des Führungsschlittens haben entweder ausreichend Permanentmagneten verbaut oder schaltbare Elektromagnete oder eine Kombination aus beidem. Dieses ist bei einer möglichen weiteren Betrachtung dieser Variante genauer zu spezifizieren. Die Lagerung beruht auf dem simplen Grundsatz des Magnetismus: Ungleichnamige Pole ziehen sich an, gleichnamige stoßen sich ab. So ist beim Einbau von Permanentmagneten auf die Polung der einzelnen Magnete: Die gleichen Pole müssen zueinander zeigen. Möglich wäre es auch, bei einem Einsatz von Elektromagneten, dass die Klemmung des Führungsschlittens über die Magnete realisiert wird, indem die Polung eines Elektromagneten geändert wird.

Das Wirkprinzip der Magnetlagerung wird in Abbildung 64 erklärt. Für weitere Informationen sind [28], [29] und [30] zu empfehlen.

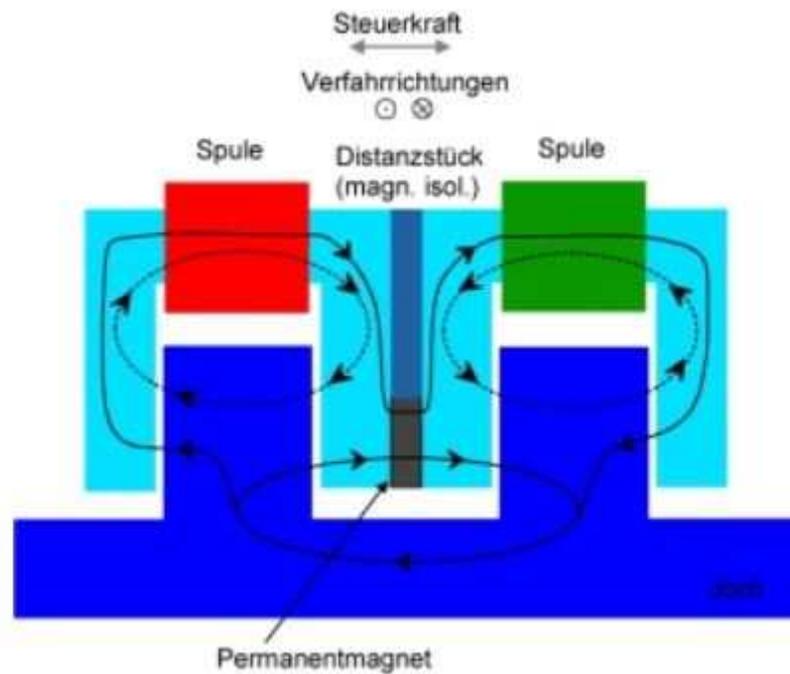


Abbildung 64: Lösungsvariante vier: Wirkprinzip der Magnetlagerung [28]

## 5.2.5 Variante fünf

Der fünfte Lösungsvorschlag basiert wieder auf dem Grundgedanken der Gleitlagerung: Bei dieser Variante wird über Passungen der Flächenkontakt direkt über Ober- und Unterteil sichergestellt, es entfallen zusätzliche Bauteile für die Lagerung, vgl. Abbildung 65.

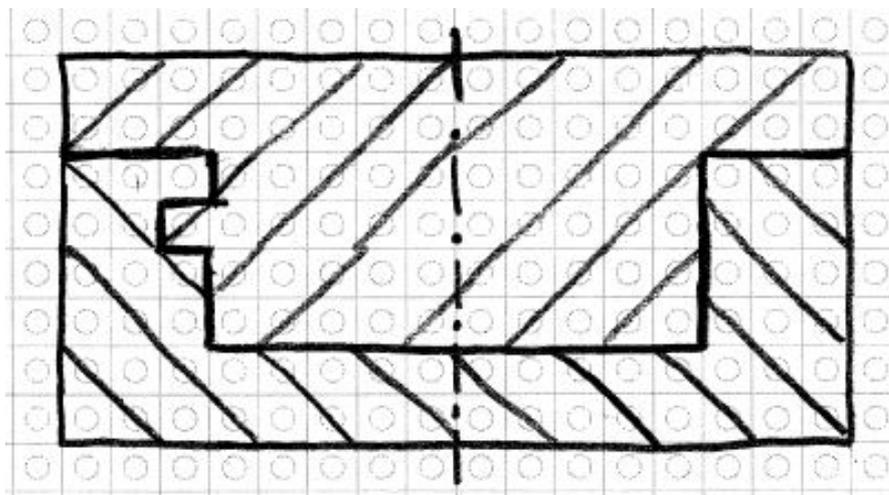


Abbildung 65: Lösungsvariante fünf: Gleitlagerung direkt durch Ober- und Unterteil

## 5.2.6 Variante sechs

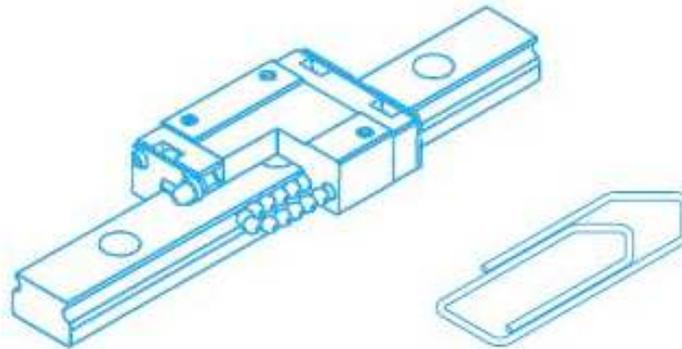


Abbildung 66: Lösungsvariante sechs: Miniaturführung mit Kugelumlauf [26]

Eine weitere Lösungsmöglichkeit auf Wälzlagerbasis stellen die in Abbildung 66 gezeigten Miniaturführungen mit Kugelumlauf dar. Beim Kugelumlauf gibt es belastete und unbelastete Kugeln, auch die Anzahl der Wälzkörper ist höher als in anderen Linearlagern. Die Linearführungen mit Kugelumlauf sind als Baugruppen mit Führungsschienen von verschiedenen Herstellern in diversen Ausführungen erhältlich. Auf den sog. Führungswagen könnte das Ober- teil montiert werden, wohingegen die Führungsschiene auf dem Unterteil befestigt würde. Auch das Ersetzen des Führungsschlittens durch angepasste Linearführungen wäre denk- bar.

## 5.2.7 Variante sieben

Die siebente Variante ist ein weiterer Vertreter der Gleitlagerung. Bei dieser Variante ist ein Keramikgleitkörper angedacht, der in einer eingeschraubten Bronzelagerschale, die sich bei Verschleiß austauschen lässt, gleitet. Dieses ist in Abbildung 67 skizziert. Eine Schmierung ist für diese Konstruktion nicht vorgesehen.

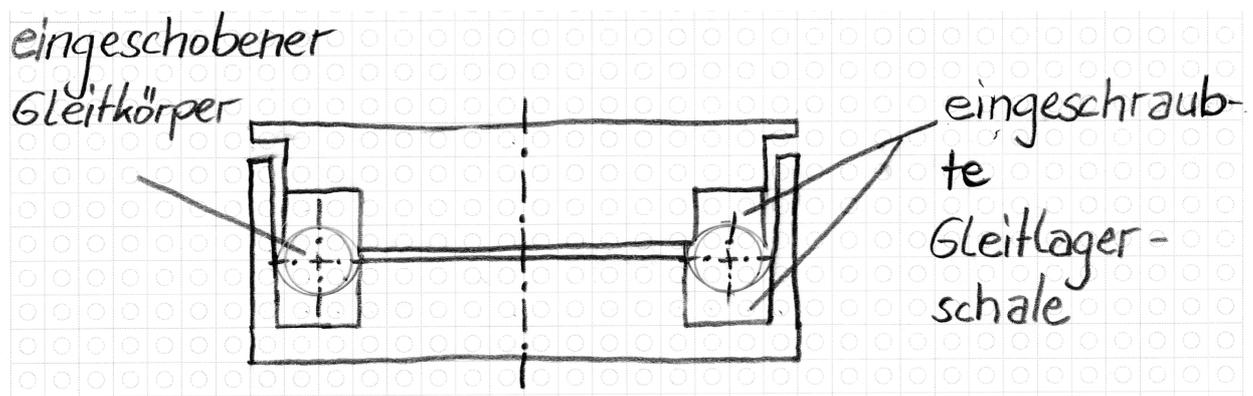


Abbildung 67: Lösungsvariante sieben: Keramikgleitkörper in Bronzelaufschale

### 5.2.8 Variante acht

Mit einer Nadellagerung handelt es sich bei der achten Lösungsvariante um eine klassische Wälzlagerung für beengte Platzverhältnisse bei hohen Belastungen. Eine Nadel zeichnet sich dadurch aus, dass der Durchmesser klein im Verhältnis zur Zylinderlänge ist. Durch die große Linienberührung lassen sich Belastung gut aufnehmen.

Die hier verwendete Variante soll mittels Führungsschienen, die jeweils in Ober- und Unterteil eingeschraubt sind, umgesetzt werden. Das Linearlager wird zweireihig ausgeführt, der Aufbau ist in Abbildung 68 ersichtlich.



Abbildung 68: Variante acht: doppelreihiges Nadellinearlager, modifiziert nach [27]

## 5.3 Technische Bewertung der Varianten

Die Bewertung der in Kapitel 5.2 beschriebenen acht möglichen Lösungsvarianten erfolgt nach [31]. Das in [31] beschriebene Verfahren wird für den vorliegenden Fall vereinfacht und

modifiziert: So entfällt z.B. die wirtschaftliche Bewertung, die Ermittlung der technischen und wirtschaftlichen Wertigkeit sowie die Erstellung eines s-Diagramms<sup>9</sup>.

Als Kriterien für die Bewertung werden die Forderungen aus der in Kapitel 3.5 erstellte Anforderungsliste herangezogen. Die einzelnen Kriterien werden alle gleich gewichtet. Es können Punkte, deren Skala in Tabelle 12 zu sehen ist, vergeben werden, sodass sich bei 26 Bewertungskriterien eine Gesamtsumme von 104 Punkten ergibt.

Das Bewertungskriterium 14 (Linearlagerung: Drahtwälzlager der Fa. Franke) hat keinen Einfluss auf die Gesamtsumme, da dieses nur einen schwachen Wunsch darstellt, der das Gesamtergebnis verfälschen würde.

Tabelle 12: Punktbewertungsskala, modifiziert nach [31]

<b>Annäherung an die ideale Verwirklichung</b>	
<b>sehr gut (ideal)</b>	<i>h = 4 Punkte</i>
<b>gut</b>	<i>h = 3 Punkte</i>
<b>ausreichend</b>	<i>h = 2 Punkte</i>
<b>gerade noch tragbar</b>	<i>h = 1 Punkt</i>
<b>unbefriedigend</b>	<i>h = 0 Punkte</i>

Das Ergebnis der Bewertung ist Tabelle 13 und Tabelle 14 zu entnehmen. Diesen Tabellen ist auch zu entnehmen, dass die Lösungsvariante zwei mit 92 von 104 Punkten als bestbewertete hervorgeht. Diese Version soll mit Linearführungen mit Zylinderrollen ausgeführt werden. Auf Platz zwei folgt die Lösungsvariante eins, die den derzeitigen Ist-Stand abbildet. Den dritten Platz belegt die Lösungsvariante acht, die auf einer Linearlagerung mittels Nadelrollen basiert. Die übrigen Platzierungen sind den o.g. Tabellen zu entnehmen.

Basierend auf dieser Bewertung wird entschieden, dass die Lösungsvariante zwei auskonstruiert, ausgelegt und anschließend mit der bestehenden Version hinsichtlich der Kosten für die Linearlagerung verglichen werden soll.

---

<sup>9</sup> In einem s-Diagramm wird die wirtschaftliche Wertigkeit als Ordinate über der technischen Wertigkeit als Abszisse aufgetragen. Das s-Diagramm liefert ein anschauliches vom jeweiligen technisch-wirtschaftlichen Wert der konstruktiven Lösungen, vgl. [31], Kapitel 1.4.1.

Tabelle 13: Bewertungsergebnisse für Variante eins bis vier

4: max. Punkte; 0: min. Punkte		P: vorhandene Variante (P): mögl. bei Verbesserung	Variante 1		Variante 2		Variante 3		Variante 4	
Merkmal	Nr.	Bewertungskriterium	h	(h)	h	(h)	h	(h)	h	(h)
Geometrie	1	Systemanschluss AF 40	4		3		4		4	
	2	Befestigungsanschlüsse Anschlag /Abstecker	4		4		4		4	
	3	Höhe max. 40mm	4		4		4		1	
	4	Länge min. 80mm	0		0		0		0	
	5	Länge max. 120mm	4		4		4		2	
	6	Breite min. 80mm	4		4		4		0	
	7	Breite max. 120mm	0		0		0		2	
Kinematik	8	Hub min. 20mm	4		4		4		4	
Kräfte	9	Min. ertragbare Belastung 1500N bei senkrechter Belastung in ausgefahrenem Zustand ohne weitere Belastung	4		4		3		2	
	10	Min. ertragbare Momentenbelastung quer 250Nm ohne weitere Belastung	4		4		3		2	
	11	Min. ertragbare Momentenbelastung längs 100Nm ohne weitere Belastung	4		4		3		2	
	12	Faustformel für zusammengesetzte Belastung	3		3		1		0	
Werkstoff / Halbzeuge	13	Schlittenkörper aus Aluminium (EN AW7075)	4		4		4		2	
	14	Linearlagerung: Drahtwälzlager der Fa. Franke	4		0		0		0	
Ergonomie	15	Kein Verklemmen in ausgefahrenem Zustand	3		3		1	2	4	
	16	Erforderliche Kraft zum Verschieben max. 10N	3		3		1	2	4	
	17	Gewicht max. 1500g	4		4		4		1	
Fertigung	18	Parallelität 0,02mm in zusammengebauten Zustand	3		4		3		4	
	19	Max. 5 Sonderwerkzeuge zur Fertigung notwendig	4		4		4		1	
Gebrauch / Instandhaltung	20	10 Jahre Nutzungsdauer	3		4		2		3	
	21	Min. 1000 Positionswechsel pro Jahr unter Last ertragbar	3		4		3		3	
	22	Zulässiger Temperaturbereich während der Verwendung 0°C bis +30°C	4		4		4		1	4
	23	wartungsfrei	3		4		2		2	
Montage	24	Umbau / Erweiterung zum Rollenschlitten möglich	4		4		4		4	
	25	Montagezeit max. 25min.	4		4		4		1	
	26	Einstellbares Lagerspiel	4		4		2		0	
Recycling	27	Vollständig demontierbar	4		4		4		4	
? Beurteilung unsicher ↑ Tendenz: besser ↓ Tendenz: schlechter	<b>Summe</b>		<b>89</b>		<b>92</b>		<b>76</b>	<b>78</b>	<b>57</b>	<b>60</b>
	<b>Rangfolge</b>		<b>2</b>	<b>2</b>	<b>1</b>	<b>1</b>	<b>6</b>	<b>6</b>	<b>8</b>	<b>8</b>

Tabelle 14: Bewertungsergebnisse für Variante fünf bis acht

4: max. Punkte; 0: min. Punkte		P: vorhandene Variante (P): mögl. bei Verbesserung	Variante 5		Variante 6		Variante 7		Variante 8		
Merkmal	Nr.	Bewertungskriterium	h	(h)	h	(h)	h	(h)	h	(h)	
Geometrie	1	Systemanschluss AF 40	4		4		4		4		
	2	Befestigungsanschlüsse Anschlag /Abstecker	4		3		4		4		
	3	Höhe max. 40mm	4		4		4		1		
	4	Länge min. 80mm	0		0		0		0		
	5	Länge max. 120mm	4		4		4		4		
	6	Breite min. 80mm	4		4		4		4		
	7	Breite max. 120mm	0		0		0		0		
Kinematik	8	Hub min. 20mm	4		3		4		4		
Kräfte	9	Min. ertragbare Belastung 1500N bei senkrechter Belastung in ausgefahrenem Zustand ohne weitere Belastung	4		3		3		4		
	10	Min. ertragbare Momentenbelastung quer 250Nm ohne weitere Belastung	3		2		3		3		
	11	Min. ertragbare Momentenbelastung längs 100Nm ohne weitere Belastung	4		2		3		4		
	12	Faustformel für zusammengesetzte Belastung	1		1		1		3		
Werkstoff / Halbzeuge	13	Schlittenkörper aus Aluminium (EN AW7075)	4		4		4		4		
	14	Linearlagerung: Drahtwälzlager der Fa. Franke	0		0		0		0		
Ergonomie	15	Kein Verklemmen in ausgefahrenem Zustand	2		4		2		3		
	16	Erforderliche Kraft zum Verschieben max. 10N	2		3		2		3		
	17	Gewicht max. 1500g	3		3		4		4		
Fertigung	18	Parallelität 0,02mm in zusammengebauten Zustand	4		3		4		4		
	19	Max. 5 Sonderwerkzeuge zur Fertigung notwendig	4		4		4		4		
Gebrauch / Instandhaltung	20	10 Jahre Nutzungsdauer	3		4		2		4		
	21	Min. 1000 Positionswechsel pro Jahr unter Last ertragbar	3		4		2		4		
	22	Zulässiger Temperaturbereich während der Verwendung 0°C bis +30°C	4		4		4		4		
	23	wartungsfrei	3		1		4		4		
Montage	24	Umbau / Erweiterung zum Rollenschlitten möglich	4		3		4		2		
	25	Montagezeit max. 25min.	4		4		4		4		
	26	Einstellbares Lagerspiel	1		1		1		4		
Recycling	27	Vollständig demontierbar	4		3		4		4		
? Beurteilung unsicher ↑ Tendenz: besser ↓ Tendenz: schlechter			<b>Summe</b>		<b>81</b>		<b>75</b>		<b>79</b>		<b>87</b>
			<b>Rangfolge</b>		4	4	7	7	5	5	3

Die vollständigen Bewertungsbögen sind im Anhang zu finden.

## 5.4 Ausarbeitung der Lösungsvariante zwei

Für die Lösungsvariante zwei werden die Führungsschienen der Fa. Schneeberger vom Typ RNG4 gepaart mit dem Rollenkäfig vom Typ KBN4 verwendet. Zudem werden Endstücke des Typs GBN4 sowie Befestigungsschrauben mit dünnem Schaft vom Typ GDN4 genutzt<sup>10</sup>.

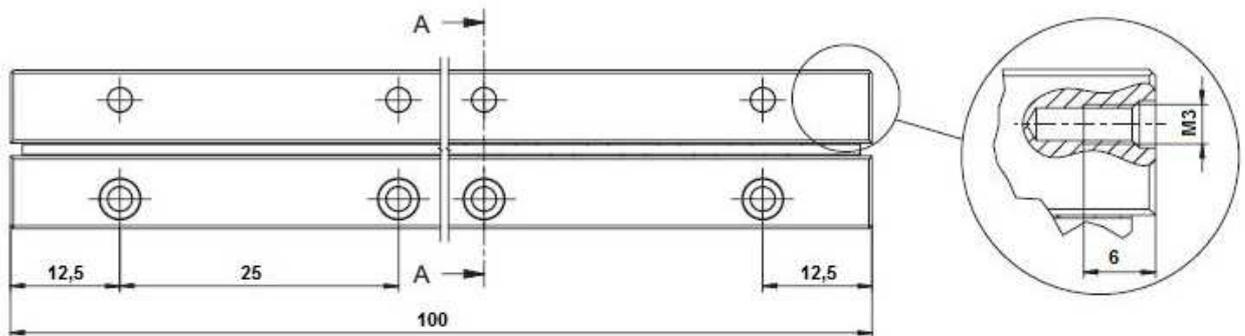


Abbildung 69: Längenabmessungen Linearführung RNG4, modifiziert nach [27]

In Abbildung 69 und Abbildung 70 sind die Abmaße der ausgewählten Linearführung RNG4 veranschaulicht. Diese müssen bei der Anschlusskonstruktion beachtet werden, um eine ordnungsgemäße Funktion zu gewährleisten.

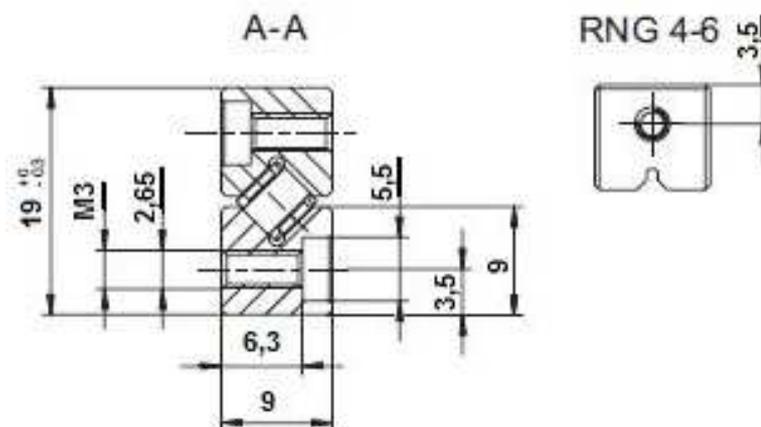


Abbildung 70: Anschlussmaße Linearführung RNG4, modifiziert nach [27]

<sup>10</sup> Technische Daten siehe Anhang

### 5.4.1 Vorgehensweise

Für die Konstruktion der zweiten Lösungsvariante ist es notwendig, dass zwischen CAD-Modellierung und Berechnung ein enger Abgleich sichergestellt wird. Dieses ist erforderlich, da der in Abbildung 71 gezeigte, mittlere Linearführungsabstand  $Q$  einen wesentlichen Einfluss auf das maximal ertragbare Moment um die x-Achse hat, vgl. Formel (5.8).

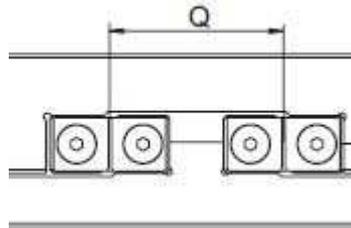


Abbildung 71: Darstellung des mittleren Führungsabstandes  $Q$ , modifiziert nach [27]

Um dieses sicherzustellen, ist ein Excel-Tool programmiert worden, welches als Ausdruck der Benutzeroberfläche im Anhang zu finden ist. Die Aufgabe dieses Tools ist es, bei der Konstruktion vorrangig, die maximal ertragbaren Belastungen auszugeben, welche sich ergeben, wenn sich in der Konstruktion Parameter ändern. Dadurch lässt sich das bei der vorgegebenen Baugröße bestmögliche Ergebnis erzielen.

Sollte diese Lösungsvariante den bisherigen Führungsschlitten ablösen, ist es möglich das Tool auch für den Endkunden zugänglich zu machen, damit dieser seine auftretenden Lastfälle nachrechnen kann. Alternativ kann auch die im nachfolgenden Kapitel angegebene Faustformel bereitgestellt werden.

Die Konstruktion wurde unter der Prämisse bearbeitet, dass der Führungsschlitten auch als Rollenschlitten mit Antriebsspindel eingesetzt werden kann.

Auf eine FEM-Berechnung dieser Lösungsmöglichkeit wird verzichtet, da die vom Hersteller der Linearführungen bereitgestellten Berechnungsvorschriften sehr umfangreich und ausführlich sind. Hinzu kommt, dass die mit SolidWorks durchführbaren FEM-Berechnungen nur unzureichend sind, vgl. Kapitel 4.2. Des Weiteren bietet der Hersteller selbst eine FEM-Nachrechnung der fertigen Konstruktion an, sodass es sich anbietet, bei Ablösung des bisherigen Führungsschlittens durch die geänderte Konstruktion, den Hersteller der Linearführungen mit dieser zu beauftragen.

## 5.4.2 Werkstoffdaten der Linearführung RNG4

Tabelle 15: Werkstoffdaten der Linearführung RNG4 nach [27]

	Führungsschiene	Zylinderrolle
Werkstoff	1.2842 (90MnCrV8)	1.3505 (100Cr6)
Härte	60±2 HRC	62±4 HRC

Der für die Führungsschienen verwendete Stahl ist ein Werkzeugstahl, der durchgehärtet worden ist. Bei dem Stahl für die Zylinderrollen handelt es sich, wie auch bei den Wälzkugeln des bisherigen Lagers, um einen üblichen, ebenfalls durchgehärteten Wälzlagerstahl.

## 5.4.3 Berechnungsvorschriften für Linearführungen RNG4

Die folgenden Berechnungsvorschriften nach [27] gelten für die am besten bewertete Variante, die aus den Optimierungsvorschlägen hervorgegangen ist<sup>11</sup>.

Tabelle 16: berechnungsrelevante Abmaße und statische Tragzahl für Linearführung RNG4 [27]

Größe	$d_w$ in mm	t in mm	w in mm (ca.)	$C_0$ pro Rolle in N	Gewinde m	Bohrungsabstand L in mm
4	4,5	6,5	4	850	M3	25

Solange der Hub kleiner als 400mm ist, gilt für das Verhältnis von Hub  $H$  zu Länge  $D$ :

$$V_{HD} = \frac{H}{D} \leq 0,7 \quad (5.1)$$

Ist diese Grundbedingung erfüllt, kann die maximale Käfiglänge  $M$  wie folgt bestimmt werden:

$$M \leq D - \frac{H}{2} \quad (5.2)$$

<sup>11</sup>Die Darstellung der Optimierungsvorschläge, der Bewertung und Auswahl des Verbesserungsvorschlags werden in Kapitel 5 vorgestellt. Die Auslegung und Berechnung erfolgen in Kapitel 5.4.

Ist eine Käfiglänge  $M$  gewählt, so ist das Verhältnis dieser zum mittleren Führungsabstand  $Q$ , der aus der Konstruktion hervorgeht, zu überprüfen:

$$V_{MQ} = \frac{M}{Q} \stackrel{!}{\geq} 1 \quad (5.3)$$

Erfüllt dieses Verhältnis die Bedingung, kann die tragende Käfiglänge  $M_T$  mit Hilfe der Teilung  $t$  berechnet werden:

$$M_T = M - 2 \cdot t \quad (5.4)$$

Aus der wählbaren Käfiglänge  $M$  und mit einem gültigen Verhältnis  $V_{MQ}$  wird im Anschluss die Anzahl der Wälzkörper je Käfig  $Z_A$  ermittelt:

$$Z_A = \frac{M - 2 \cdot w}{t} + 1 \quad (5.5)$$

Bei der Berechnung wird davon ausgegangen, dass nur Momente um die x-Achse und um die y-Achse sowie eine zentrische Kraft in z-Richtung auftreten, vgl. Abbildung 3 und Abbildung 28. Diese Vereinfachung beruht darauf, dass die aufgebrachten Belastungen i.d.R. über die vier mittigen Passbohrungen übertragen werden, so dass der Kraftangriffspunkt in der Mitte des Führungsschlittens liegt.

Bei zentrischer Belastung in z-Richtung gilt für die äquivalente Wälzkörperbelastung  $P_{Rolle}$ :

$$P_{Rolle_z} = \frac{F}{Z_A} \stackrel{!}{\leq} C_0 \quad (5.6)$$

Wirkt eine Kraft in x-Richtung mit einem Hebelarm  $Z_X$  bzw. ein Moment  $M_y$ , so wird die äquivalente Wälzkörperbelastung  $P_{Rolle}$  bestimmt nach<sup>12</sup>:

$$P_{Rolle_{M_y}} = \frac{2 \cdot F \cdot Z_X}{Z_A \cdot M_T} \stackrel{!}{\leq} C_0 \quad (5.7 \text{ a})$$

---

<sup>12</sup> Die angegebene Formel für das Moment  $M_y$  ist gegenüber der Herstellervorgabe vereinfacht und umgeformt. Vom Hersteller wird mit einer verminderten Anzahl tragender Wälzkörper gerechnet, deren Anzahl sich je nach Hebelarm aus einem Diagramm ergibt. Da aber davon ausgegangen werden kann, dass im vorliegenden Fall der Hebelarm  $Z_X$  immer größer der tragenden Länge des Käfigs  $M_T$  ist, kann die Anzahl tragender Wälzkörper laut Hersteller mit  $Z_{T_{min}} = \frac{Z_A}{4}$  angenommen werden, vgl. [27]. Dieses annehmend ist die Berechnungsvorschrift modifiziert worden.

bzw.

$$P_{Rolle M_y} = \frac{2 \cdot 1000 \cdot M_y}{Z_A \cdot M_T} \stackrel{!}{\leq} C_0 \quad (5.7 \text{ b})$$

Die äquivalente Wälzkörperbelastung  $P_{Rolle}$  bestimmt sich für eine Kraft in y-Richtung mit einem Hebelarm  $Z_y$  bzw. ein wirkendes Moment  $M_x$  nach:

$$P_{Rolle M_x} = \frac{2 \cdot F \cdot Z_y}{Z_A \cdot Q} \stackrel{!}{\leq} C_0 \quad (5.8 \text{ a})$$

bzw.

$$P_{Rolle M_x} = \frac{2 \cdot 1000 \cdot M_x}{Z_A \cdot Q} \stackrel{!}{\leq} C_0 \quad (5.8 \text{ b})$$

Durch Superposition wird die zusammengesetzte äquivalente Wälzkörperbelastung  $P_{Rolle}$  ermittelt:

$$P_{Rolle} = P_{Rolle M_x} + P_{Rolle M_y} + P_{Rolle M_x} \stackrel{!}{\leq} C_0 \quad (5.9)$$

Um das Lagerspiel einzustellen und die Steifigkeit der Linearlager zu erhöhen sowie die Höchstlasten der Wälzkörper bei Momentenbelastungen zu verringern, wirkt sich eine Vorspannung der Linearlager zwischen 5% und 20% der zulässigen Belastung  $C_0$  positiv aus. Erkauft werden sich diese Vorteile durch einen erhöhten Verschleißwiderstand und eine reduzierte Lebensdauer. Da sich die Lebensdauer allerdings auf Bewegungen bezieht, die nicht als statisch angesehen werden können, ist dieser Aspekt für diesen Fall vernachlässigbar.

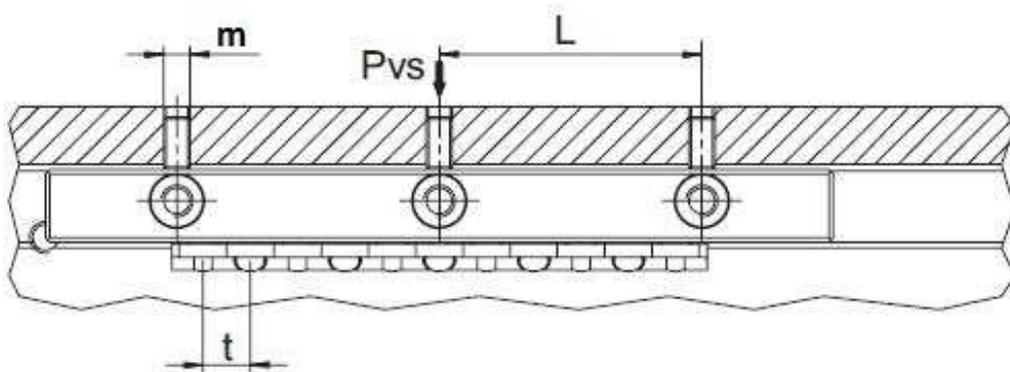


Abbildung 72: Geometriedaten für die Berechnung der Vorspannung, modifiziert nach [27]

Die Zustellkraft pro Zustellschraube  $P_{vs}$  setzt sich aus dem Bohrungsabstand  $L$  der gewählten Linearführung, der Teilung des gewählten Käfigs  $t$ , der Tragzahl  $C_0$ , dem

Gewindedurchmesser der Zustellschraube  $m$ , dem Wälzkörperfaktor  $f$  sowie der gewählten Vorspannung  $d$ :

$$P_{vs} = \frac{L \cdot c_0 \cdot d \cdot f}{100 \cdot t} \quad (5.10)$$

Aus der Zustellkraft pro Zustellschraube  $P_{vs}$  und dem Gewindefaktor  $c$  ergibt sich das Anziehdrehmoment  $M_{ds}$ :

$$M_{ds} = P_{vs} \cdot c \quad (5.11)$$

Tabelle 17: Zuordnung Gewindedurchmesser zu Gewindefaktor [27]

Gewindedurchmesser $m$	Gewindefaktor $c$
M3	0,0350

#### 5.4.4 Berechnung der geometrischen Größen

Da die Daten der verwendeten Linearführungen der Fa. Schneeberger recht ausführlich sind, kann direkt mit der Berechnung der erforderlichen Größen nach den im vorigen Kapitel eingeführten Berechnungsvorschriften begonnen werden.

Als erstes wird das Verhältnis von Hub zu Länge  $V_{HD}$  nach Formel (5.1) mit  $H = 20mm$  und  $D = 100mm$  zu  $V_{HD} = 0,2$  ermittelt. Dieses erfüllt die Bedingung  $V_{HD} \leq 0,7$  und ist somit zulässig.

Daraufhin wird die maximale Käfiglänge  $M$  nach Formel (5.2) zu  $M = 90mm$  berechnet und während der Konstruktion auf  $M = 80mm$  festgelegt.

Ebenfalls durch die Konstruktion bedingt ergibt sich der mittlere Linearführungsabstand  $Q$  zu  $Q = 49mm$ . Mit Hilfe dieser beiden gewählten Größen lässt sich das Verhältnis  $V_{MQ}$  von Käfiglänge  $M$  zum mittleren Linearführungsabstand  $Q$  nach Formel (5.3) zu  $V_{MQ} \approx 1,633$  und erfüllt damit die Bedingung  $V_{MQ} \geq 1$ .

Da alle Voraussetzungen erfüllt sind, kann auch die tragende Länge  $M_T$  des Käfigs nach Formel (5.4) festgelegt werden:  $M_T = 72mm$ .

Zudem wird die rechnerische Anzahl der Wälzkörper pro Käfig  $Z_A$  nach Formel (5.5) berechnet: Pro Käfig ergeben sich ca. 12,08 Wälzkörper rechnerisch, sodass sich die gewählte Anzahl auf 12 Wälzkörper reduziert.

### 5.4.5 Faustformel und maximal ertragbare Belastungen

Die Faustformel setzt sich aus den in Kapitel 5.4.3 eingeführten Formeln (5.6), (5.7 b) und (5.8 b) zusammen. Diese Formeln beschreiben die Wirkung der Belastung durch Kräfte und Momente auf den einzelnen Wälzkörper.

Über Superposition wird aus den Einzelformeln die Gesamtformel (5.9) zusammengesetzt.

Da nun alle geometrischen Größen feststehen, kann diese Formel durch Einsetzen der Geometriewerte zu einer Faustformel erweitert werden:

$$P_{Rolle} = \frac{|F_Z|}{12} + \frac{|M_X| \cdot 2 \cdot 1000}{12 \cdot 49} + \frac{|M_Y| \cdot 2 \cdot 1000}{12 \cdot 72} \stackrel{!}{<} 850 \quad (5.12)$$

nach Termumformung:

$$P_{Rolle} = \frac{|F_Z|}{12} + 3,401 \cdot |M_X| + 2,315 \cdot |M_Y| \stackrel{!}{<} 850 \quad (5.13)$$

Aus dieser Faustformel ergeben sich die maximalen Belastungen zu:

- $F_Z = 10200 \text{ N}$  mit  $M_X = 0 \text{ Nm} \wedge M_Y = 0 \text{ Nm}$
- $M_X = 250 \text{ Nm}$  mit  $F_Z = 0 \text{ N} \wedge M_Y = 0 \text{ Nm}$
- $M_Y = 367 \text{ Nm}$  mit  $M_X = 0 \text{ Nm} \wedge F_Z = 0 \text{ N}$ .

Anhand der o.g. Werte lässt sich ablesen, dass die Linearführungen der Fa. Schneeberger für eine größere Belastung in z-Richtung und ein größeres Moment  $M_Y$  geeignet sind. Das maximal ertragbare Moment  $M_X$  ist bei beiden Varianten gleich groß.

### 5.4.6 Vorspannung der Linearführung RNG4

Die Vorspannung der Linearführung RNG4 wird über zusätzliche Stellschrauben, die in die Konstruktion an den Stellen quer zu den Befestigungsschrauben der Führungsschienen, wie in Abbildung 75 sichtbar, einzubringen sind, aufgebracht.

Da es sich bei den Wälzkörpern um Zylinderrollen handelt, ergibt sich der Wälzlagerfaktor  $f$  zu 1. Als aufzubringende Vorspannung wird  $d = 10\%$  gewählt.

Nach Formel (5.10) ergibt sich die Zustellkraft pro Zustellschraube  $P_{vs}$  zu  $326,92 \text{ N}$ . Multipliziert mit dem Gewindefaktor  $c$  ergibt sich das Anziehdrehmoment pro Zustellschraube zu  $M_{ds} = 0,114422 \text{ Nm}$ .

Die Vorgehensweise zum Einbau und dem Aufbringen der Vorspannung ist dem Herstellerkatalog zu entnehmen.

### 5.4.7 Konstruktive Umsetzung der Lösungsvariante zwei

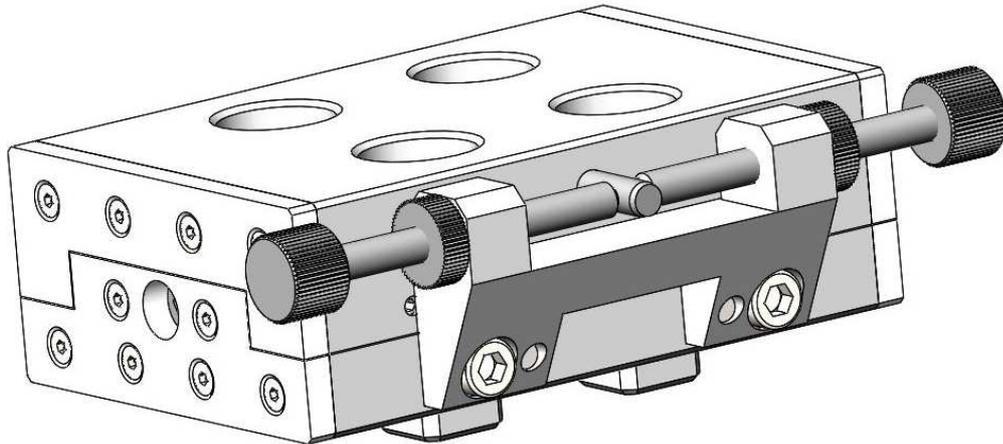


Abbildung 73: konstruktiv umgesetzte Lösungsvariante zwei

Während der konstruktiven Umsetzung der Lösungsvariante zwei sind vor allem die in Abbildung 69 und Abbildung 70 angegebenen Maße sowie der mittlere Linearführungsabstand  $Q$  und die in der Anforderungsliste in Kapitel 3.5 festgelegten, äußeren Abmaße zu beachten gewesen.

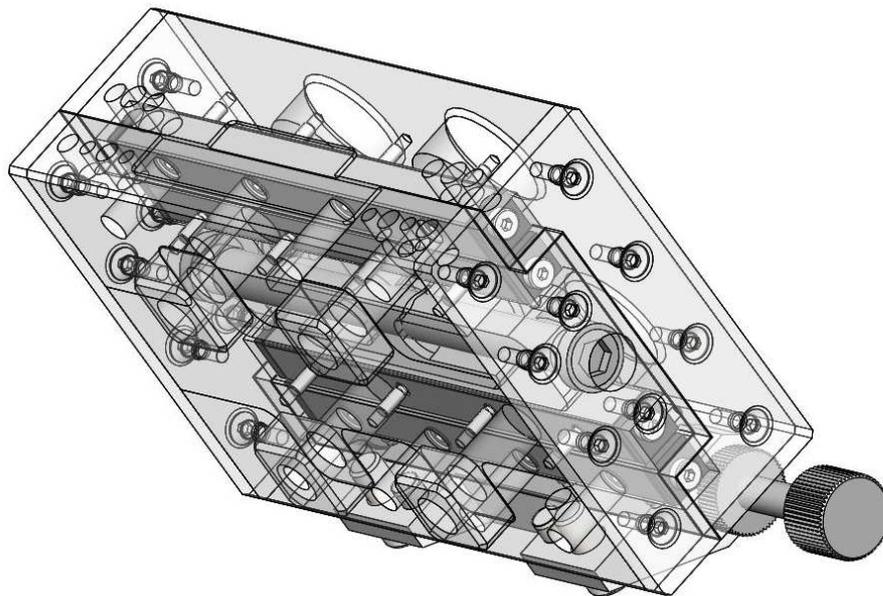


Abbildung 74: isometrische, durchsichtige Ansicht Lösungsvariante zwei

Auf den ersten Blick sieht der in Abbildung 73 gezeigte, mögliche neue Führungsschlitten der alten Konstruktion sehr ähnlich. Neu ist jedoch der innere Aufbau, der in Abbildung 74 und Abbildung 75 sichtbar wird. Nicht nur die Linearführungen, die die Lineardrahtwälzlager ersetzen, sind eine markante Änderung, sondern auch die Aufnahme der Spindel zum Umbau des Führungsschlittens zum Rollenschlitten ist umgestaltet.

Als einzige Baugruppe des bestehenden Führungsschlittens wird der seitliche Schlittenanschlag wiederverwendet. Alle übrigen, spezifischen Bauteile sind Neukonstruktionen.

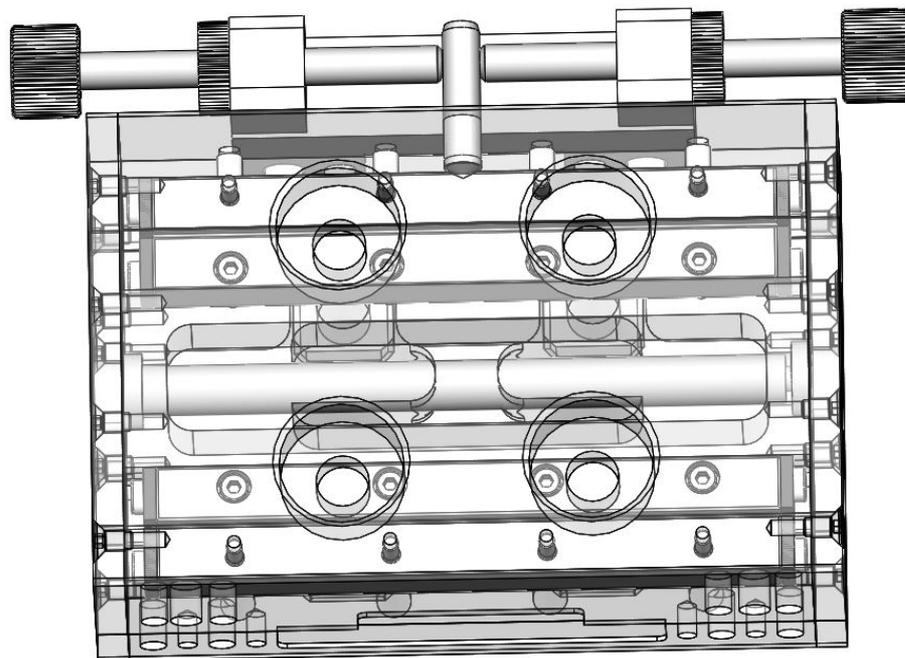


Abbildung 75: Draufsicht Lösungsvariante zwei

Auf der Seite, an dem auch der Schlittenanschlag angebracht ist, sind auch die vier Schrauben, die zum Einstellen der Vorspannung genutzt werden, positioniert.

## 5.5 Vergleich der Varianten eins und zwei

### 5.5.1 Optischer Vergleich

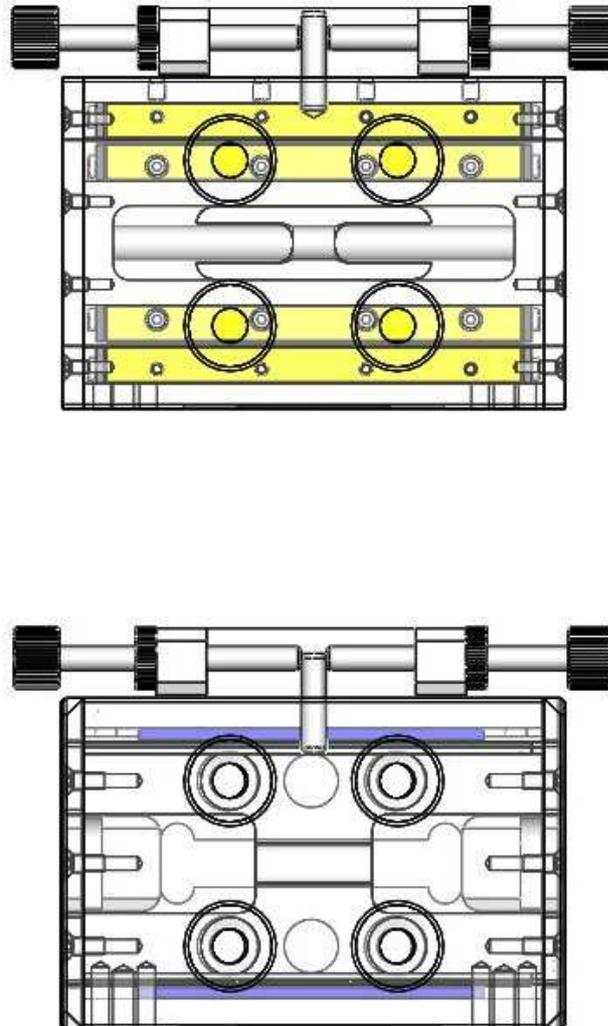


Abbildung 76: Vergleich des inneren Aufbaus: oben Variante zwei, unten bisherige Lösung

In Abbildung 76 sind die Unterschiede der Varianten deutlich sichtbar: Das gelb Gefärbte sind die neuen Linearführungen, die Drahtlinearwälzlager sind blau. Auch ist erkennbar, dass die Lösungsvariante zwei einfacher zu fertigen ist, da die inneren Konturen weniger aufwendig gestaltet sind.

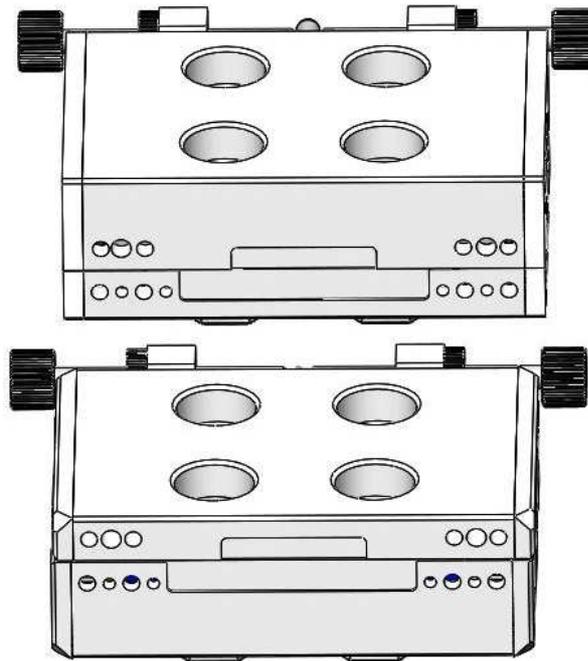


Abbildung 77: Vergleich der linken Seite: oben Variante zwei, unten bisherige Lösung

Der Vergleich der beiden Variante in Abbildung 77 zeigt auch, dass das Oberteil nun weiter nach unten reicht und das Unterteil jetzt flacher ist. Auch die Noniustaschen und die Befestigungsbohrungen für die optionalen Abstecker sind vorhanden, allerdings ebenfalls weiter zu den Noppen versetzt.

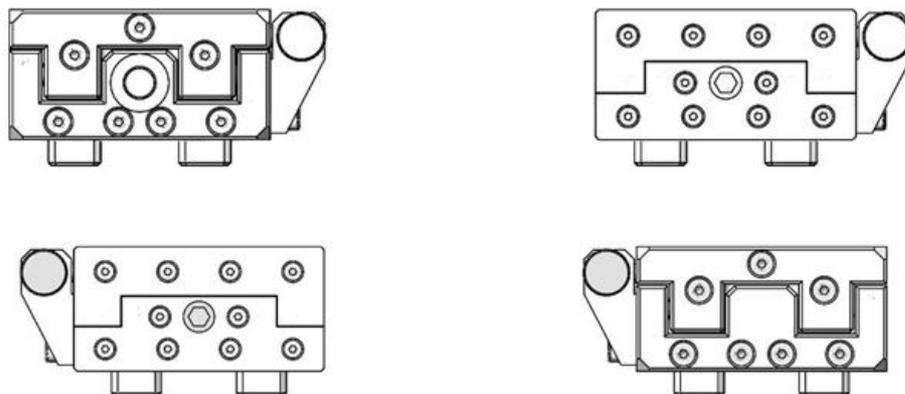


Abbildung 78: Vergleich der Stirnseiten

Beim Vergleich der Stirnseiten, der in Abbildung 78 zu sehen ist, fällt auf, dass es bei der Variante zwei nur noch zwei unterschiedliche Kappen gibt und nicht mehr wie bei Variante eins drei.

Des Weiteren entfallen die Eckenschrägungen  $5 \times 45^\circ$  bei Lösungsvariante zwei. Dieses ermöglicht die Fertigung der Abdeckkappen durch Laserschneiden. Hierdurch können Kosten bei der Produktion eingespart werden.

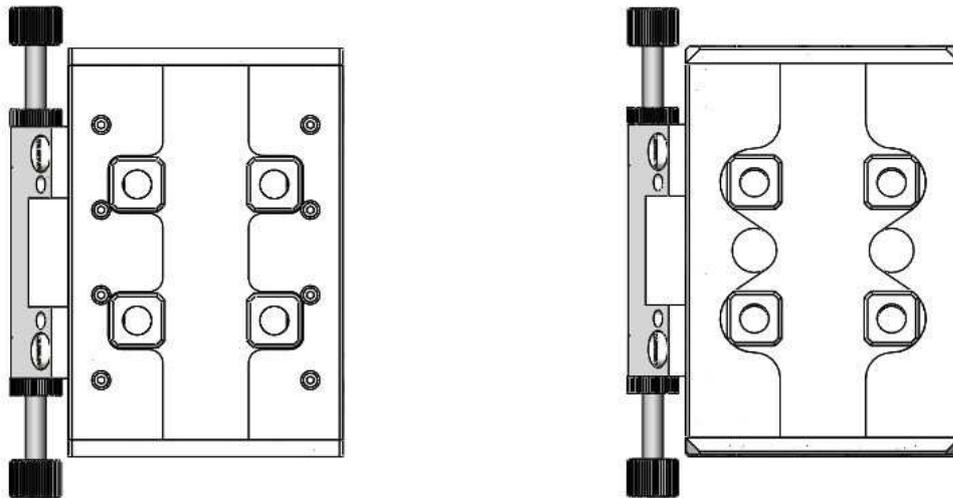


Abbildung 79: Vergleich der Unterseiten: links Variante zwei, rechts bisherige Lösung

Beim Vergleich der in Abbildung 79 gezeigten Unterseiten fällt zu einem auf, dass die Kontur, auf der der Führungsschlitten in seiner Einbauposition aufliegt, vereinfacht worden ist, zum anderen, dass die beiden Bohrungen, die sich in der bisherigen Lösung zwischen den Noppen befinden, nicht mehr vorhanden sind. Durch diese Bohrungen konnte bisher ein auf der Oberseite angebrachter Aufbau verschraubt werden. Dieses ist bei der Lösungsvariante zwei, bedingt durch die verwendeten Linearführungen und dem benötigten mittleren Linearführungsabstand  $Q$ , nicht mehr möglich. Da sich Aufbauten auch von oben verschrauben lassen, stellt dieses nur einen kleinen Nachteil gegenüber der bisherigen Variante dar, wenn es um den einzelnen Führungsschlitten geht.

Im linken Teil der Abbildung ist zudem ein Teil der Verschraubung der Linearführungen sichtbar.

## 5.5.2 Vergleich der maximal ertragbaren Belastungen

Für den Vergleich wird neben der bisherigen Konstruktion und der Lösungsvariante zwei auch der ebenfalls von der Fa. Horst Witte Gerätebau Barskamp KG hergestellte und vertriebene Führungsschlitten „Heavy Duty“ der Baugröße AF40 mit der Artikelnummer 280946, der für höhere Belastungen geeignet sein soll und mit Linearführungen mit Nadelrollen und größerem mittlerem Linearführungsabstand  $Q$  ausgerüstet ist, zur besseren Abgrenzung der unterschiedlichen Produkte voneinander hinzugezogen.

Für die Ermittlung der kombinierten Belastung in nachfolgender Tabelle wird eine senkrechte Grundbelastung von  $1500N$  angenommen. Bei den Momenten wird versucht, diese gleich groß zu halten, um eine Vergleichbarkeit zu gewährleisten.

Tabelle 18: Vergleich der maximal ertragbaren Belastungen

	bisherige Ausführung	Lösungsvariante zwei	Führungsschlitten „Heavy Duty“ AF 40
<b>Einzelbelastung</b>			
$F_Z$ in N	8550	10200	10060
Veränderung in %	Ausgangswert	+19,30	+17,66
$M_X$ in Nm	250	250	415
Veränderung in %	Ausgangswert	$\pm 0,00$	+66,00
$M_Y$ in Nm	100	367	362
Veränderung in %	Ausgangswert	+267,00	+262,00
<b>kombinierte Belastung (<math>F_Z + M_X + M_Y</math>)</b>			
$F_Z$ in N	1500	1500	4500 <sup>13</sup>
Veränderung in %	Ausgangswert	$\pm 0,00$	+200,00
$M_X$ in Nm	50	127,5	105
Veränderung in %	Ausgangswert	+155,00	+110,00
$M_Y$ in Nm	50	127,5	108
Veränderung in %	Ausgangswert	+155,00	+116,00

Bei dem Vergleich der Werte in Tabelle 18 fällt auf, dass die Lösungsvariante zwei mindestens dieselben und maximal das ca. 3,5fache der Belastungen, die von der bisherigen Variante maximal ertragen werden, aushält. Auch erträgt die Lösungsvariante zwei eine größere

<sup>13</sup> Der Führungsschlitten „Heavy Duty“ AF40 wird in [2] mit einer maximalen Belastung von 450kg in senkrechter Richtung angegeben.

Einzelkraft in z-Richtung und ein größeres Einzelmoment  $M_Y$  als der Führungsschlitten „Heavy Duty“

Ursache für die höhere Belastbarkeit der Rollenführungen ist die größere Auflagefläche der Rollen. Die Linienberührung stellt eine gleichmäßigere Verteilung der Kraft sicher, während diese bei Wälzkugeln nur punktuell auf die Laufstäbe einwirkt, vgl. Abbildung 80.

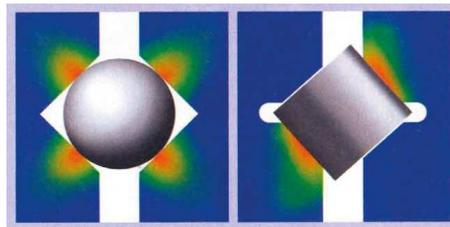


Abbildung 80: Vergleich Punkt- und Linienberührung, modifiziert nach [32]

### 5.5.3 Kostenvergleich Drahtwälzlager – Linearführung

Um eine Empfehlung für die Geschäftsführung der Fa. Horst Witte Gerätebau Barskamp KG bezüglich der Verwertung der in diesem Manuskript erarbeiteten Erkenntnisse abgeben zu können, ist ein rudimentärer Kostenvergleich des bisherigen Drahtwälzlagers zur betrachteten Linearführung unerlässlich.

Grundlage für die nachfolgende Tabelle sind Daten des ERP-Systems der Fa. Horst Witte Gerätebau Barskamp KG sowie des Herstellers der Linearführungen mit Stand 30.12.2015. Es wird davon ausgegangen, dass bei Bestellungen immer zum günstigsten Staffelpreis eingekauft wird.

Im Jahr 2015 sind zum 30.12. 160 Führungsschlitten der Baugröße AF40 verkauft worden. Aus dieser Stückzahl sind die Kosten für den Jahresbedarf berechnet worden.

Tabelle 19: Vergleich der Kosten der Linearlagerungen

Lagerung	Drahtlinearlager Fa. Franke	Linearführung Fa. Schneeberger
Kosten pro Führungsschlitten in €	52	195,40
Kosten Jahresbedarf in €	8320	31264
Mehrkosten in %	Ausgangswert	+275,77

Anhand von Tabelle 19 lässt sich feststellen, dass die Linearführung der Lösungsvariante zwei Mehrkosten in Höhe von 143,40€ pro Führungsschlitten allein für die Linearlagerung verursacht. Die Linearführung kostet somit etwa das Vierfache des bisherigen Drahtwälzlagers. Inwiefern sich Kosten während der Einzelteilerfertigung und der Montage durch die einfachere Geometrie von Ober- und Unterteil und das simplere Zusammensetzen des Führungsschlittens amortisieren oder ob eine Preisanpassung des Führungsschlittens sich negativ auf die Verkaufszahlen auswirkt, wird im Nachgang an diese Arbeit von der Fertigungsplanung und dem Vertrieb zu klären sein.

## **6 Zusammenfassung, Ausblick und Empfehlung**

### **6.1 Zusammenfassung**

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die Grundlagen in Form von Berechnungen und einer Faustformel in ausreichender Güte erarbeitet worden sind, sodass detailliertere Angaben zu den maximal ertragbaren Belastungen vorgegeben werden können. Die FEM-Ergebnisse der SolidWorks Simulation-Toolbox mit dem entwickelten Ersatzmodell der Lagerung sind wenig aussagekräftig.

Zudem ist eine leistungsfähigere Neukonstruktion entworfen und ausgelegt worden, die als Nachfolgemodell zum bisherigen Führungsschlitten vorgestellt werden kann, diese allerdings durch kostenintensivere Linearführungen eine Preissteigerung für den Kunden mit sich ziehen kann.

### **6.2 Ausblick**

Im Anschluss an diese Arbeit sind die gewonnenen Erkenntnisse auf die übrigen Baugrößen der bestehenden Führungsschlitten zu übertragen. So ist es z.B. sinnvoll für alle Baugrößen Faustformeln zu entwickeln und diese firmenintern und Kunden zugänglich zu machen, damit für die auftretenden Kräfte und Momente die richtige Baugröße ausgewählt werden kann.

Ergänzend sollte zudem die Härte der Laufstäbe des Drahtlinearwälzlagers variiert und auf maximale Belastungen getestet werden, da laut [33] bei einer Direktlagerung die Laufflächen eine Härte von min. 58HRC haben sollten, um die volle Tragzahl einzusetzen. Zwar handelt es sich hier nicht um eine Direktlagerung, allerdings ist die Härte der verwendeten Laufstäbe

mit lediglich  $53 \pm 2$  HRC angegeben, sodass es möglich ist, hier weiteres Potential der Draht-linearlager auszuschöpfen. Auch sollte eine höhere Oberflächengüte angestrebt werden.

Sollte die Geschäftsführung der Fa. Horst Witte Gerätebau entscheiden, dass eine neue Generation der Führungsschlitten nach Vorbild der Lösungsvariante zwei auf den Markt kommt, sind die Kosten für die Fertigung und Montage abzuschätzen und eventuell Preisanpassungen vorzunehmen. Auch ein größerer Rabatt beim Hersteller könnte verhandelt werden, wenn z.B. der geplante Jahresbedarf auf einmal abgenommen wird.

Des Weiteren sollten Belastungstests nach Vorbild des in dieser Arbeit vorgestellten Versuchs stattfinden, um die größtmöglichen Belastungen zu evaluieren.

Allerdings sollte eine besser dosierbare, genauer arbeitende Prüfmaschine verwendet werden, um detailliertere Ergebnisse zu erhalten.

Auch das erstellte FEM-Modell kann für weitere Untersuchungen und Berechnungen so weiterentwickelt werden, dass dieses brauchbare und plausible Ergebnisse zur weiteren Verwendung liefert. Dieses war während dieser Arbeit aufgrund von fehlenden Ressourcen nicht zu leisten.

### 6.3 Empfehlung

Diese Arbeit hat aufgezeigt, welche Möglichkeiten bestehen, den Führungsschlitten der Baugröße AF40 leistungsfähiger zu gestalten bzw. effizienter durch korrekte Auslegung zu nutzen.

Auch trotz der Tatsache, dass die Linearführung der neuentwickelten Variante um ca. das Dreifache teurer im Einkauf ist und nur ca. das 1,5fache mehr an Momentenbelastung maximal ertragen wird als bei der bisherigen Variante, scheint es sinnvoll, diese Idee weiter zu verfolgen. Die Mehrkosten können unter Umständen durch die einfacher, aber dennoch funktionsgerecht konstruierten Einzelteile bei der Fertigung eingespart werden. Zudem spart die Fertigung der Kappen für die Stirnseiten via Laserschneiden weitere Fertigungskosten ein. Auch ein größerer Rabatt beim Hersteller der Linearführungen bei größerer Abnahmemenge sollte verhandelbar sein, sodass sich die insgesamt anfallenden Mehrkosten auf ein Minimum verringern ließen.

Bis zum Abschluss der Entwicklung der neuen Generation der Führungsschlitten sollte die bisherige Variante des Führungsschlittens beibehalten werden und den Verwendern die in Kapitel 4.1.5 entwickelte Faustformel mitgegeben werden. Diese sollte auch für die übrigen Baugrößen entwickelt und bereitgestellt werden.

Auch die Realisierung der im Ausblick im vorigen Kapitel angesprochenen, höheren Härte und Oberflächengüte der Laufstäbe ist mit geringerem finanziellem Aufwand umsetzbar, so dass hier weitere Untersuchungen stattfinden sollten. Außerdem sollte das Vorspannmoment für den Führungsschlitten definiert werden, um diese untereinander vergleichbar zu machen und eine gleichbleibende Qualität zu gewährleisten.

Als Sofortmaßnahme sollten die Schrauben, mit denen die optionalen Abstecker verschraubt sind, auf eine kürzere Baugröße geändert werden, um das zusätzliche Biegemoment, das in Kapitel 4.5 angesprochen wird, zu vermeiden.

Auch zeigt diese Arbeit, dass die Möglichkeiten der bisherigen Variante bei den vorgegebenen Abmessungen bereits sehr gut ausgereizt sind.

## Literaturverzeichnis

1. **Horst Witte Gerätebau Barskamp KG.** Horst Witte Gerätebau Barskamp KG. [Online] bitbox GmbH & Co. KG, 2015. [Zitat vom: 30. 11 2015.] <https://www.horst-witte.de/produkte/modulare-spannsysteme/alufix-classic.php>.
2. —. *Alufix - Modulare Spannsysteme, Hauptkatalog 2014 / 2015.* Ausgabe 12/2014. Bleckede - Barskamp : s.n., 2014. S. 62f.
3. **NSK Motion & Control.** NSK Europe. [Online] NSK Europe Ltd., 2015. [Zitat vom: 03. 12 2015.] [www.nskeurope.de/cps/rde/xchg/eu\\_de/hs.xsl/Was-ist-ein-Waelzlager.html](http://www.nskeurope.de/cps/rde/xchg/eu_de/hs.xsl/Was-ist-ein-Waelzlager.html).
4. **Norm DIN ISO 14728-2.** *Wälzlager - Linear-Wälzlager- Teil 2: Statische Tragzahlen.* Berlin : Beuth, 2005.
5. **Fa. Franke GmbH.** *Lagerkatalog.* S. 73, 86 - 89. Katalogauszug ohne weitere bibliographische Daten zur Verfügung gestellt von der Fa. Franke GmbH durch Herrn Stefan Strobel am 16.11.2015 via E-Mail.
6. **Steinilper, Waldemar et al.** *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 1. Grundlagen der Berechnung und Gestaltung von Maschinenelementen.* [Hrsg.] Bernd Sauer. 8. Auflage. Berlin Heidelberg : Springer, 2012. S. 80f., 97. 978-3-642-24301-1.
7. **Schweizer, Anton.** schweizer-fn - Formelsammlung und Berechnungsprogramme für Anlagenbau. [Online] Schweizer, Anton, 2007. [Zitat vom: 20. 11 2015.] [http://www.schweizer-fn.de/festigkeit/allg\\_festigkeit/allg\\_festigkeit\\_start.php#press1](http://www.schweizer-fn.de/festigkeit/allg_festigkeit/allg_festigkeit_start.php#press1).
8. **Hertz, Heinrich.** Ueber die Berührung fester elastischer Körper. [Hrsg.] L. Kronecker und K. Weierstrass. *Journal für die reine und angewandte Mathematik.* 1882, Bd. 92, S. S. 156-171.
9. **Mundt, Robert.** *Über die Berührung fester elastischer Körper. Eine allgemeinverständlichen Darstellung der Theorie von Heinrich Hertz.* [Hrsg.] Vereinigte Kugellagerfabriken Aktiengesellschaft SKF. Schweinfurt : SKF Vereinigte Kugellagerfabriken Aktiengesellschaft, 1950.
10. **Schaeffler KG (Hrsg.).** *Technisches Taschenbuch.* Herzogenaurach : Schaeffler KG, 2002. S. 133 ff. 002-042-061.

11. **Brand, Michael.** *FEM-Praxis mit SolidWorks - Simulation durch Kontrollrechnung und Messung verifizieren.* 2. Auflage. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2013. 978-3-8348-1808-9.
12. **Grätsch, Thomas.** *Finite Elemente - Skript zur Vorlesung.* Hamburg : HAW Hamburg, 2015. persönliche Mitschrift der Vorlesung des SoSe 2015 an der HAW Hamburg.
13. **SolidWorks.** Hilfe SolidWorks . [Online] 2014 SP05, 2013. [Zitat vom: 07. 12 2015.] [http://help.solidworks.com/2014/german/solidworks/cworks/c\\_basic\\_concepts\\_of\\_analysis.htm](http://help.solidworks.com/2014/german/solidworks/cworks/c_basic_concepts_of_analysis.htm).
14. **GoEngineer.** *GoEngineer.* [Online] GoEngineer, 2015. [Cited: 12 07, 2015.] [http://files.goengineer.com/docs/support/Simulation\\_Choosing\\_Solver.pdf](http://files.goengineer.com/docs/support/Simulation_Choosing_Solver.pdf).
15. **Mayr, Martin.** *Technische Mechanik - Statik, Kinematik- Kinetik - Schwingungen, Festigkeitslehre.* 7., überarbeitete Auflage. München, Wien : Carl Hanser Verlag, 2012. 978-3-446-43401-1.
16. **Hahn, Hans Georg.** *Technische Mechanik fester Körper.* 2., durchgesehene Auflage. München : Hanser Fachbuchverlag Leipzig, 1993. 978-3-446-171-497.
17. **Sauter GmbH.** *Bedienungsanleitung Motorisierter Prüfstand.* TVM-N-BA-d-1515. Balingen : s.n., 2015.
18. —. *Bedienungsanleitung FH\_SO.* FH\_SO-BA-d-1217. Balingen : s.n., 2014.
19. —. *Katalog 2015.* Balingen : s.n., 2015.
20. **Mahr GmbH.** *Produktinformation - Fühlhebelmessgerät MarTest 800 S.* Göttingen : s.n., 2015.
21. **Wikimedia Foundation Inc.** Wikipedia Deutschland. [Online] 02. 12 2015. [Zitat vom: 06. 01 2016.] <https://de.wikipedia.org/wiki/Messschieber>.
22. **Burg-Wächter KG.** *ProfiScale Precise Digitaler Messschieber Bedienungsanleitung.* 06/2015. Wetter : s.n., 2015.
23. **Reinsprecht, Stefan.** Netzkonstrukteur. [Online] stebdesign, 2015. [Zitat vom: 09. 12 2015.] <http://netzkonstrukteur.de/konstruktionsmethodik/anforderungsliste/>.
24. **Saarstahl AG.** *Werkstoffdatenblatt 1.3505 (100Cr6).* Völklingen : Saarstahl AG, 2016.
25. —. *Werkstoffdatenblatt 1.7102 (54CrSi6).* Völklingen : Saarstahl AG, 2015.

26. **THK Co., Ltd.** *Linearführungen Hauptkatalog*. Belgien : THK Co., Ltd., 2007. S. I.
27. **Schneeberger GmbH.** *Linearführungskatalog*. Höfen / Enz : Schneeberger GmbH. S. 37-43, 90-105, 117-127.
28. **Werkzeugmaschinenlabor WZL der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen.** Magnetische Führungsschiene. *Entwicklung eines magnetisch gelagerten Werkzeugmaschinenentisches mit Lineardirektantrieb*. [Online] 19. 05 2014. [Zitat vom: 28. 12 2015.] <http://www.wzl.rwth-aachen.de/de/98d3ac571edf8c5bc1256f26002eb132.htm>.
29. **Festo AG & Co. KG.** *SupraMotion*. [Online] Festo AG & Co. KG, 2013. [Zitat vom: 28. 12 2015.] [https://www.festo.com/cms/de\\_corp/13176.htm](https://www.festo.com/cms/de_corp/13176.htm).
30. **Schweitzer, Gerhard, Traxler, Alfons und Hannes, Bleuler.** *Magnetlager - Grundlagen, Eigenschaften und Anwendungen berührungsfreier, elektromagnetischer Lager*. Berlin : Springer, 1993. 978-3-662-084-496.
31. **VDI- Richtlinie 2225 Blatt 3.** *Konstruktionsmethodik - Technisch- wirtschaftliches Konstruieren - Technisch- wirtschaftliche Bewertung*. Berlin : Beuth, 1998.
32. **Schunk.** Effizienz, Kraft und Köpfchen - Miniatur-Parallelgreifer für wirtschaftliches Kleinteilehandling. *Der Konstrukteur*. 2010, 6/2010, S. 36-38.
33. **Wittel, Herbert, et al.** *Roloff / Matek Maschinenelemente*. 20. Auflage. Wiesbaden : Vieweg + Teubner Verlag, 2011. S. 506. 978-3-8348-1454-8.

# Anhang

## A Spannungsbilder der FEM-Berechnungen

Um die Übersichtlichkeit in Kapitel 4.2.3 zu bewahren, sind hier die übrigen Spannungsbilder der ersten bis dritten Hauptspannung für die sechs Belastungsfälle aufgeführt.

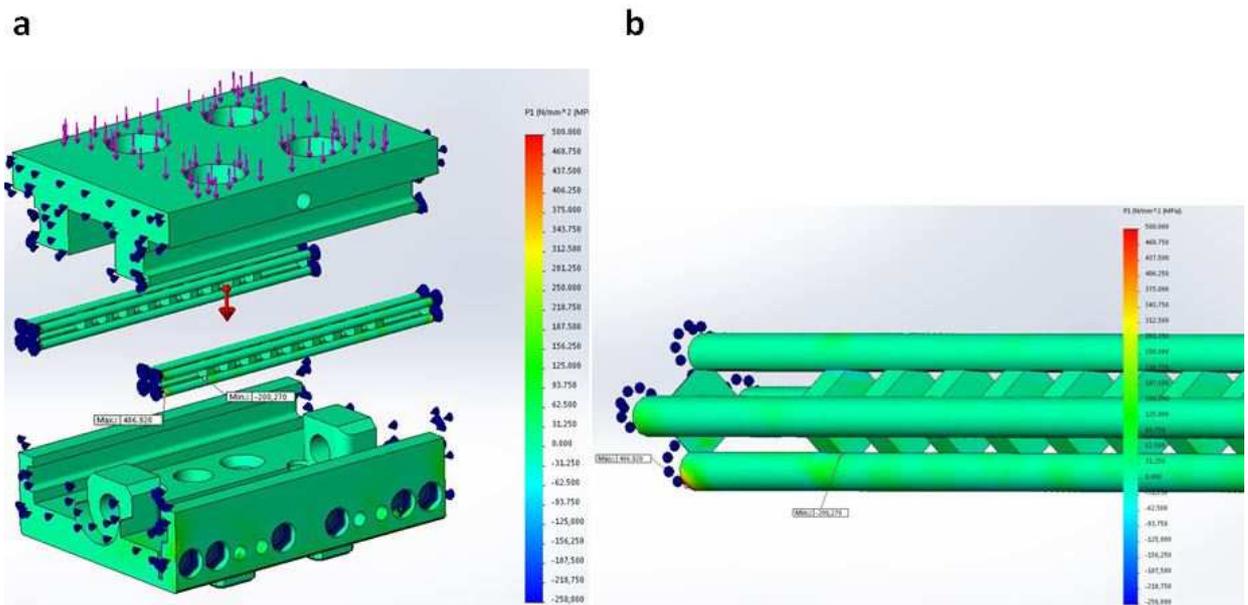


Abbildung 81: Spannungsbild Lastfall eins für die erste Hauptspannung: Gesamtmodell (a) und Lager (b)

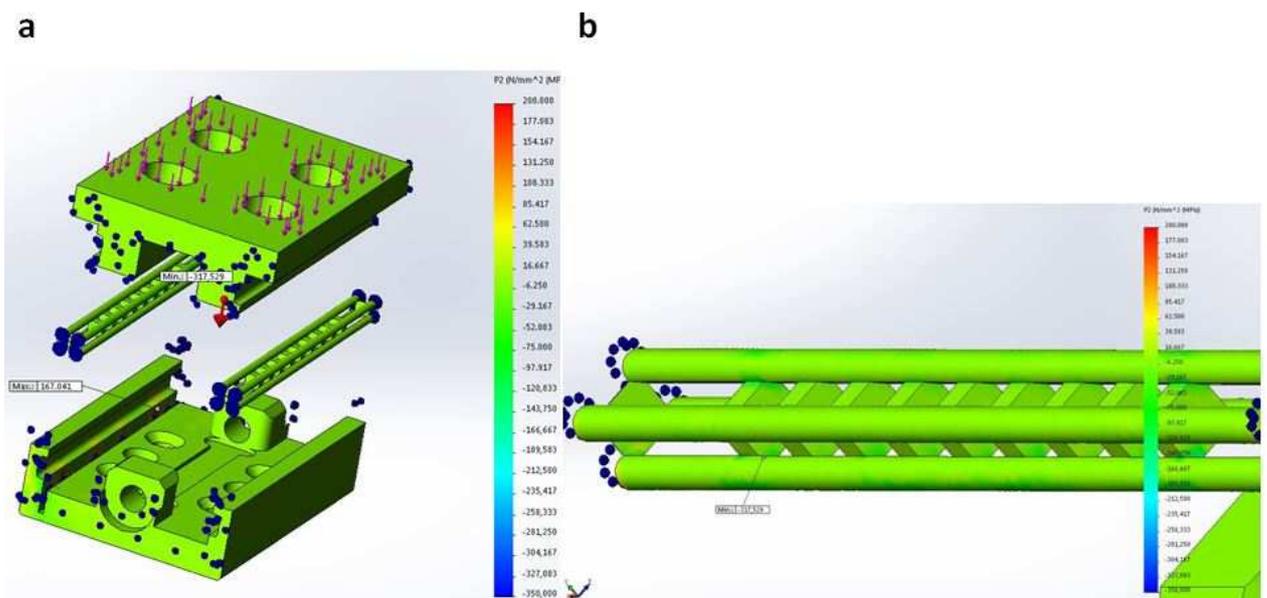


Abbildung 82: Spannungsbild Lastfall eins für die zweite Hauptspannung: Gesamtmodell (a) und Lager (b)

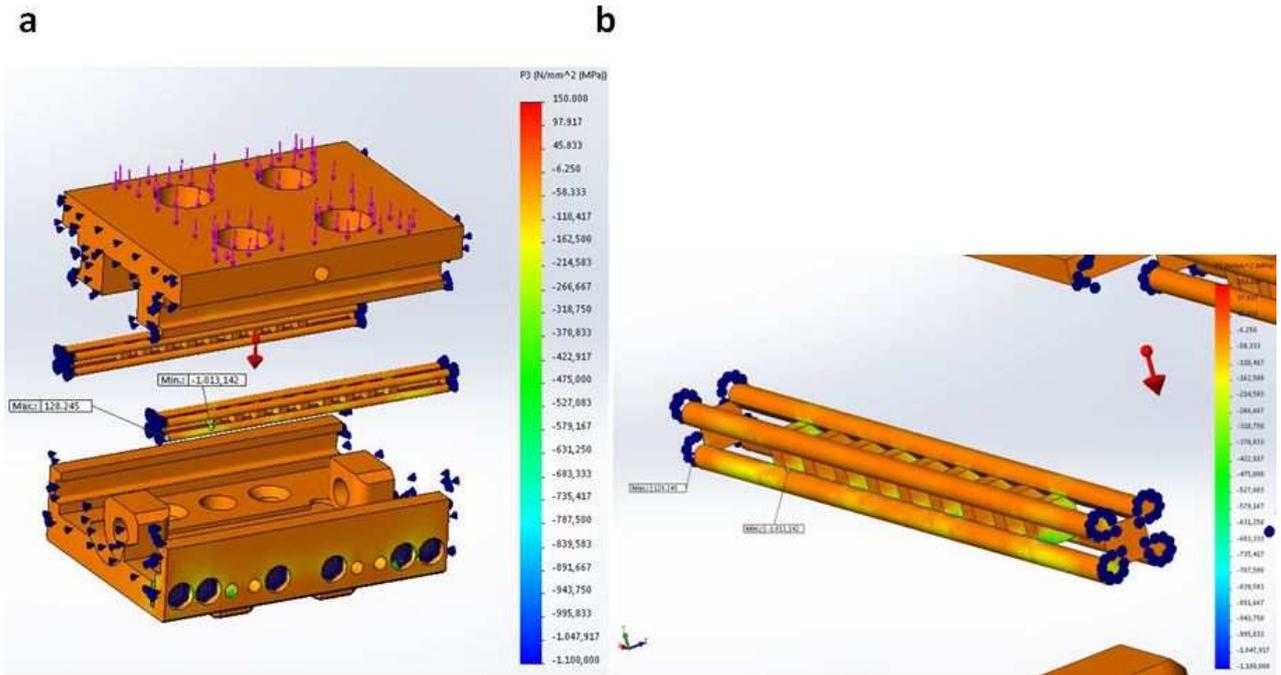


Abbildung 83: Spannungsbild Lastfall eins für die dritte Hauptspannung: Gesamtmodell (a) und Lager (b)

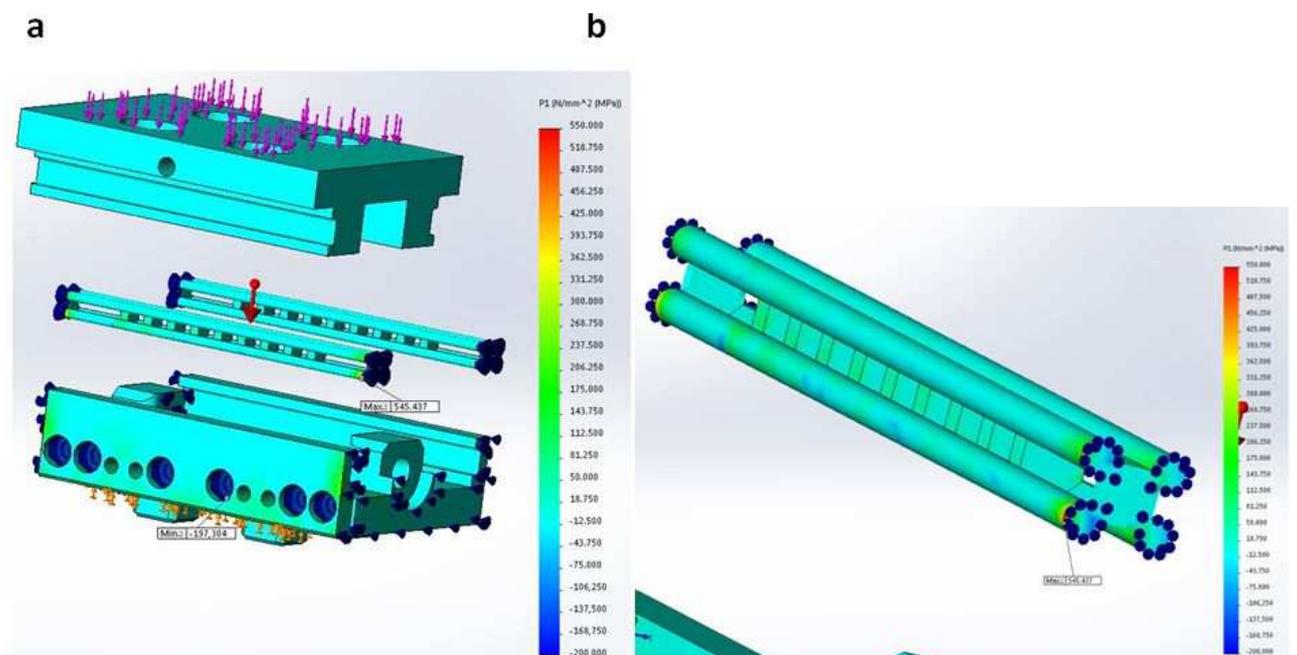


Abbildung 84: Spannungsbild Lastfall zwei für die erste Hauptspannung: Gesamtmodell (a) und Lager (b)

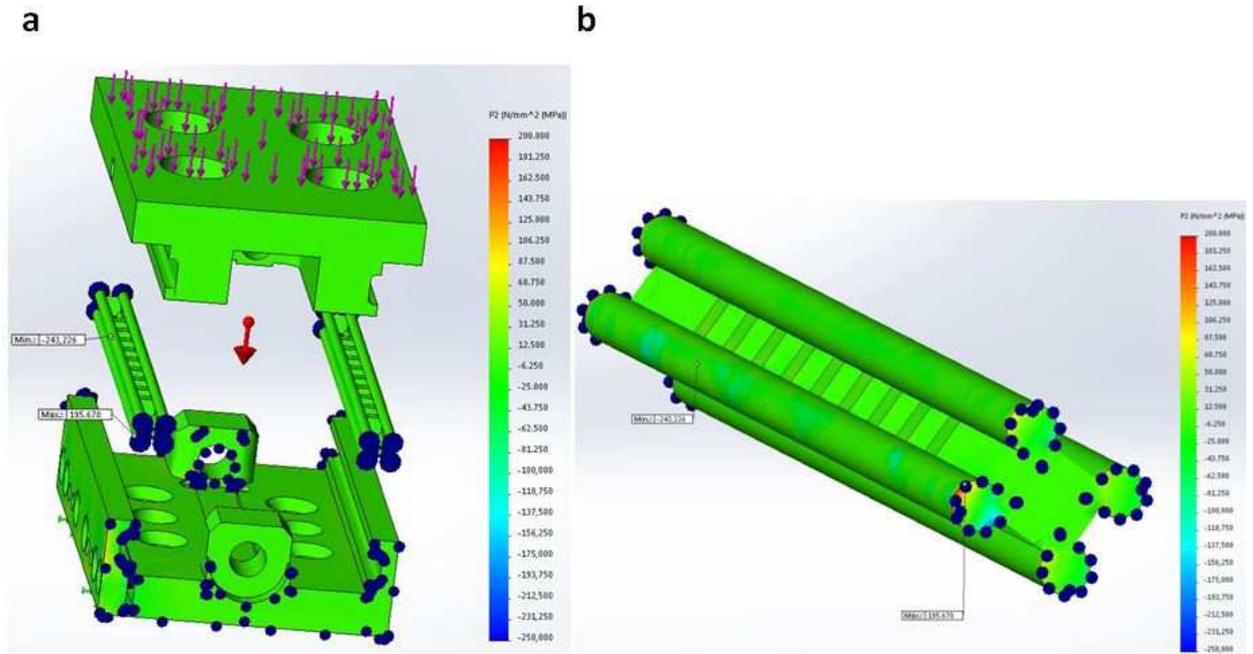


Abbildung 85: : Spannungsbild Lastfall zwei für die zweite Hauptspannung: Gesamtmodell (a) und Lager (b)

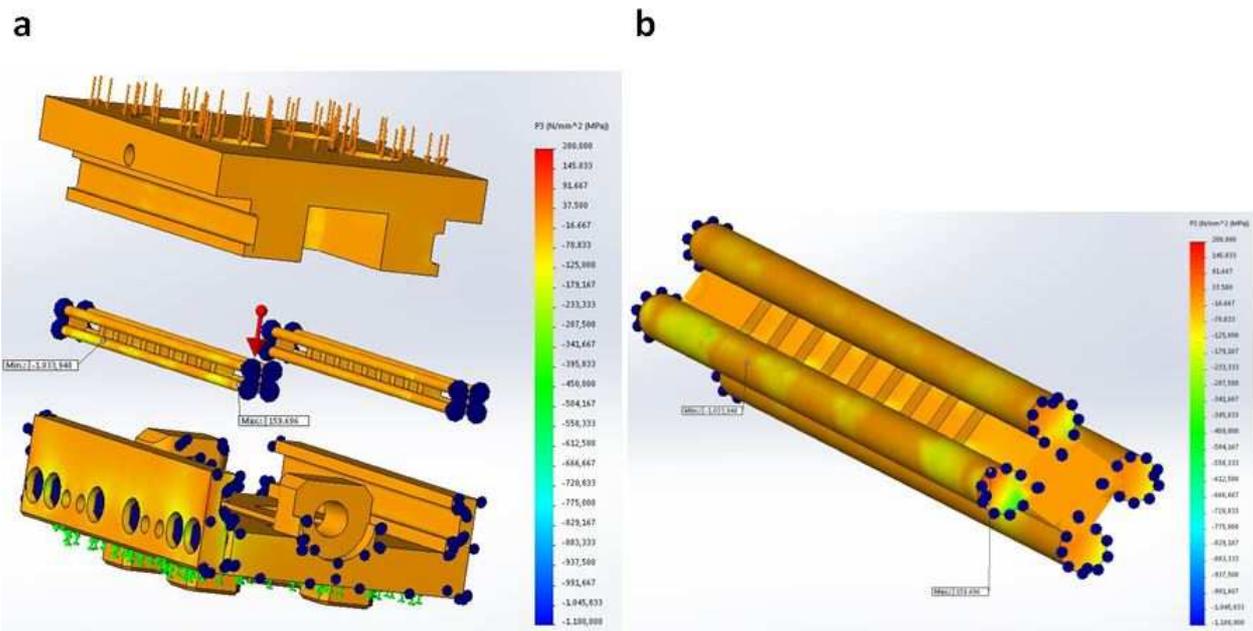


Abbildung 86: Spannungsbild Lastfall zwei für die dritte Hauptspannung: Gesamtmodell (a) und Lager (b)

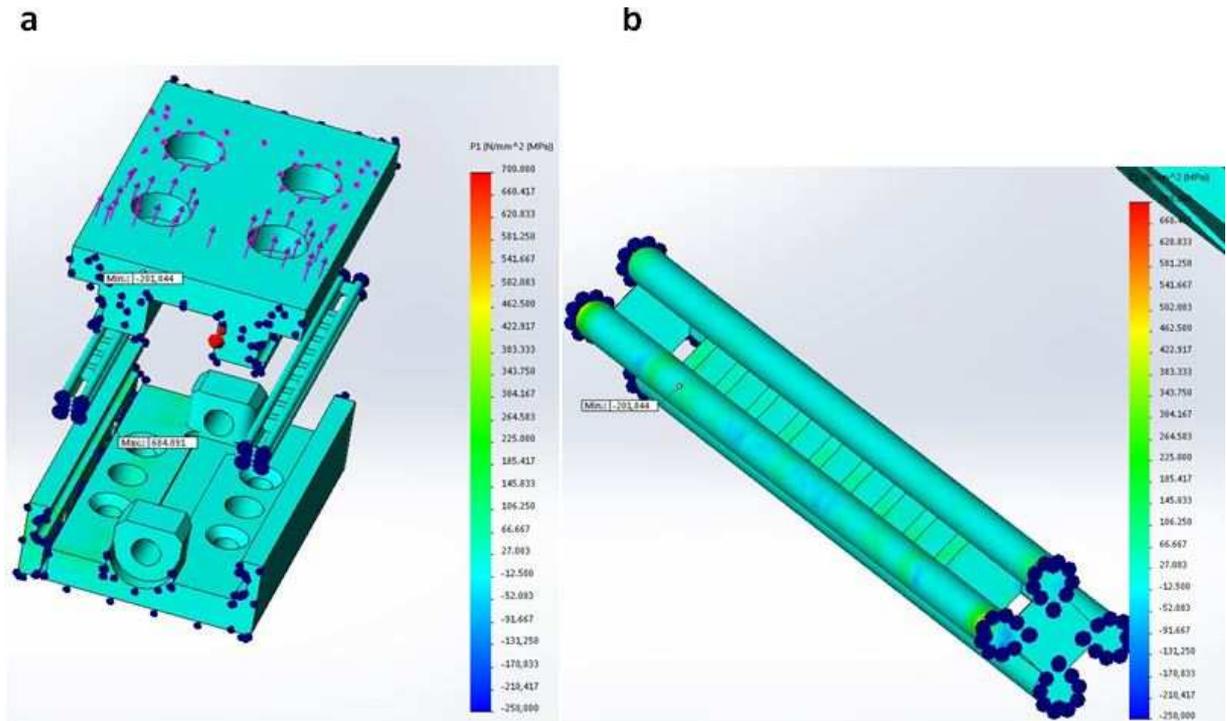


Abbildung 87: Spannungsbild Lastfall drei für die erste Hauptspannung: Gesamtmodell (a) und Lager (b)

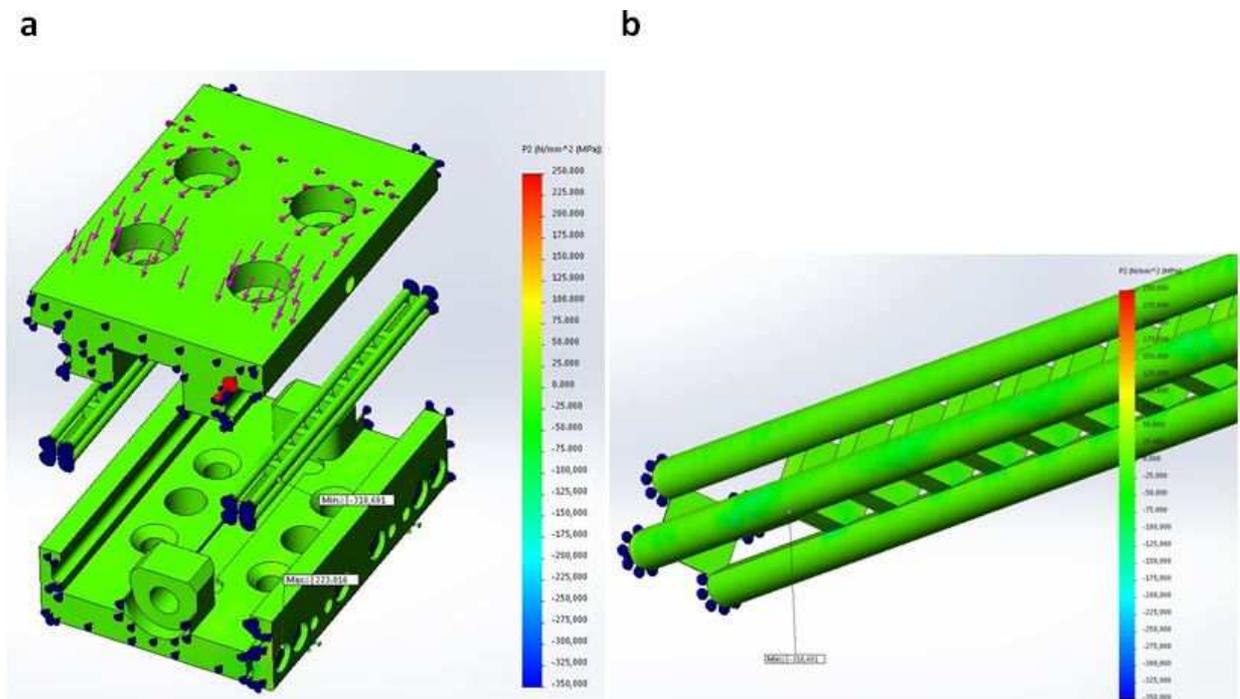


Abbildung 88: Spannungsbild Lastfall drei für die zweite Hauptspannung: Gesamtmodell (a) und Lager (b)

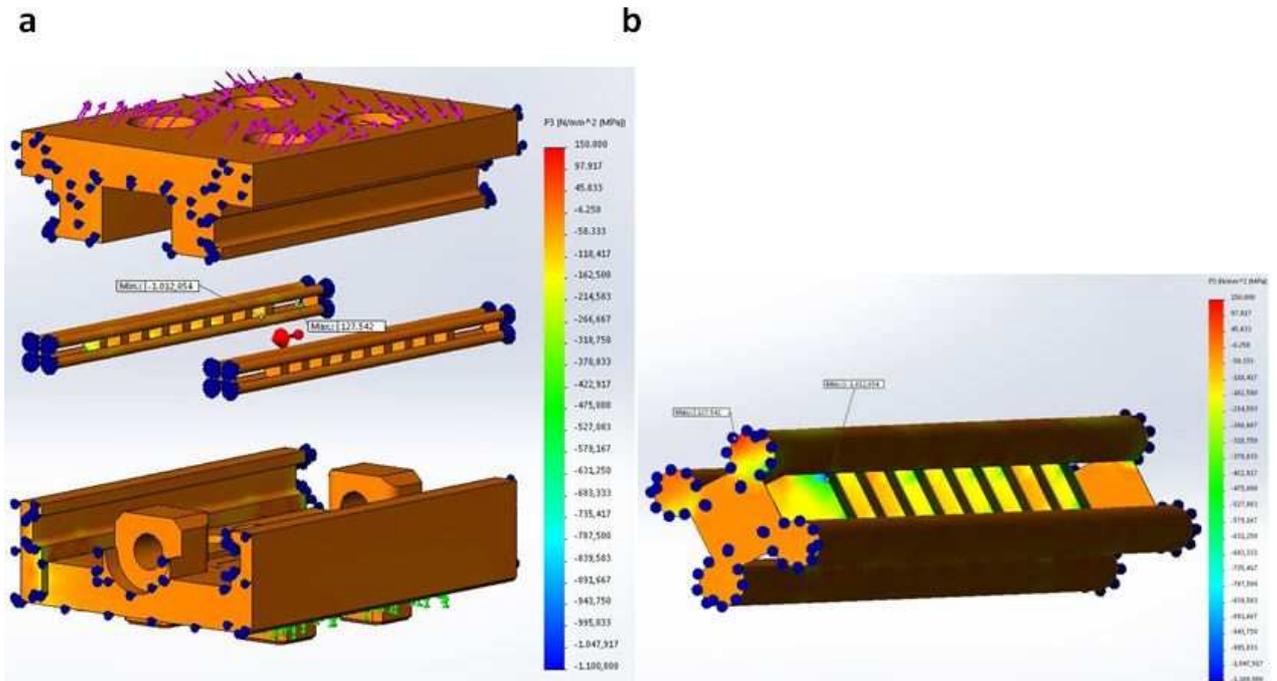


Abbildung 89: Spannungsbild Lastfall drei für die dritte Hauptspannung: Gesamtmodell (a) und Lager (b)

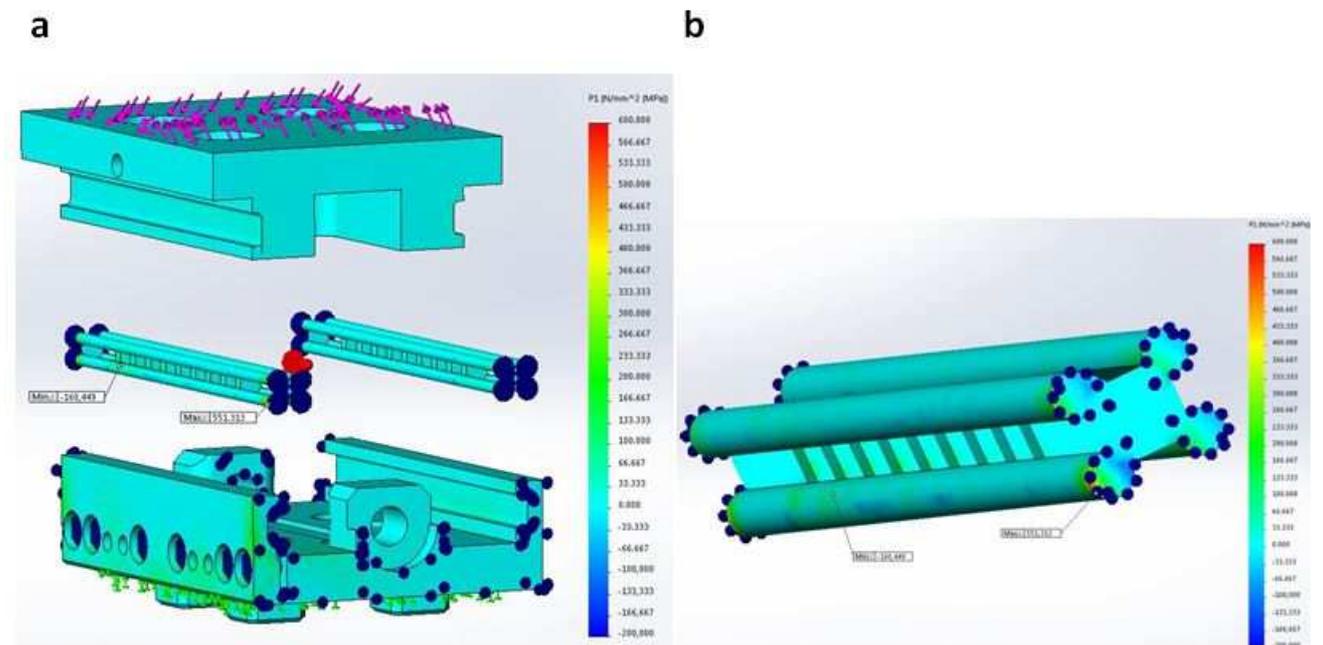


Abbildung 90: Spannungsbild Lastfall vier für die erste Hauptspannung: Gesamtmodell (a) und Lager (b)

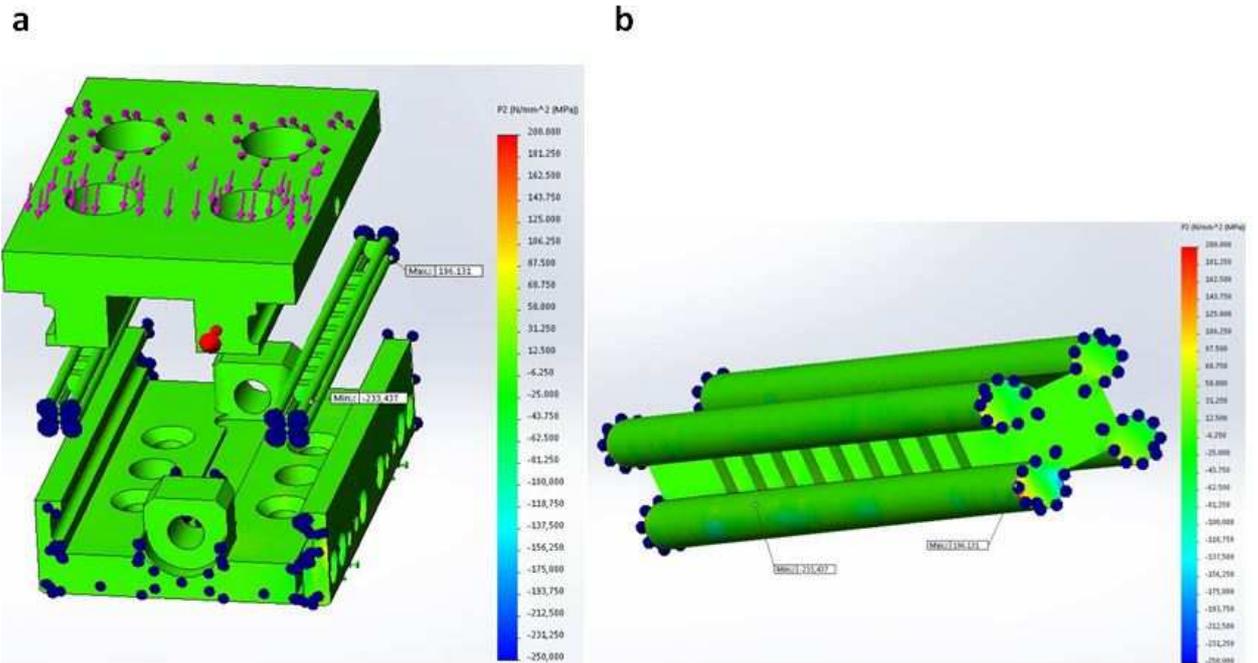


Abbildung 91: Spannungsbild Lastfall vier für die zweite Hauptspannung: Gesamtmodell (a) und Lager (b)

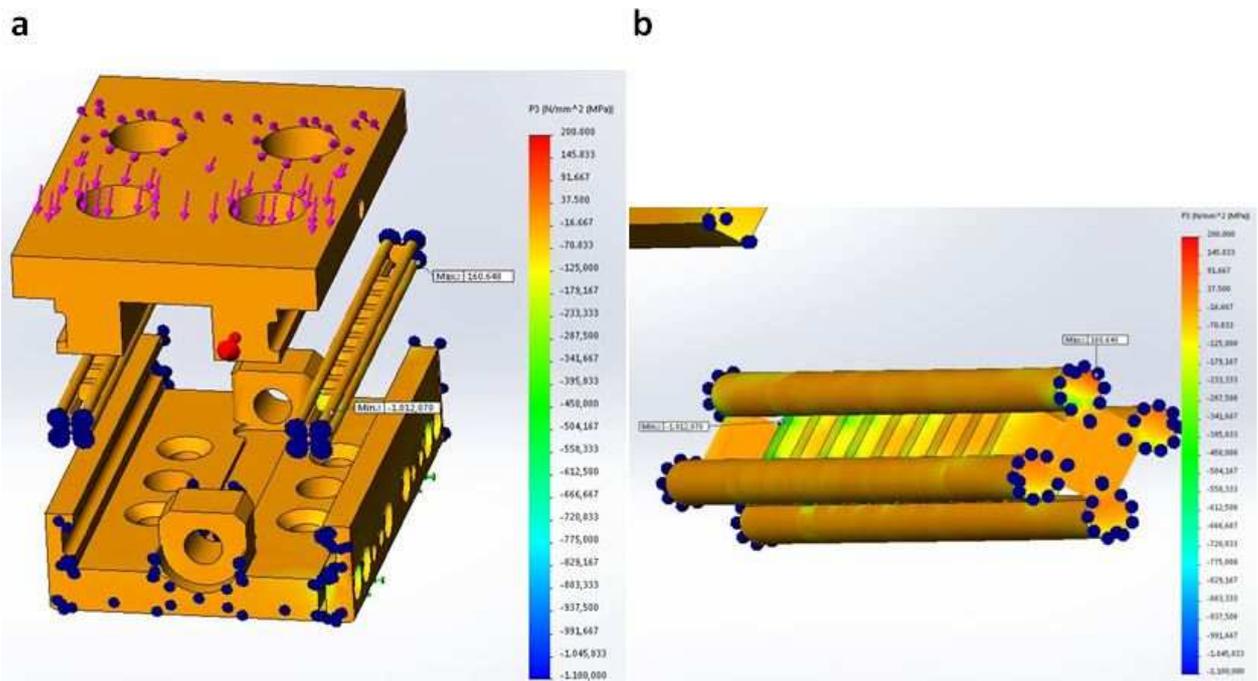


Abbildung 92: Spannungsbild Lastfall vier für die dritte Hauptspannung: Gesamtmodell (a) und Lager (b)

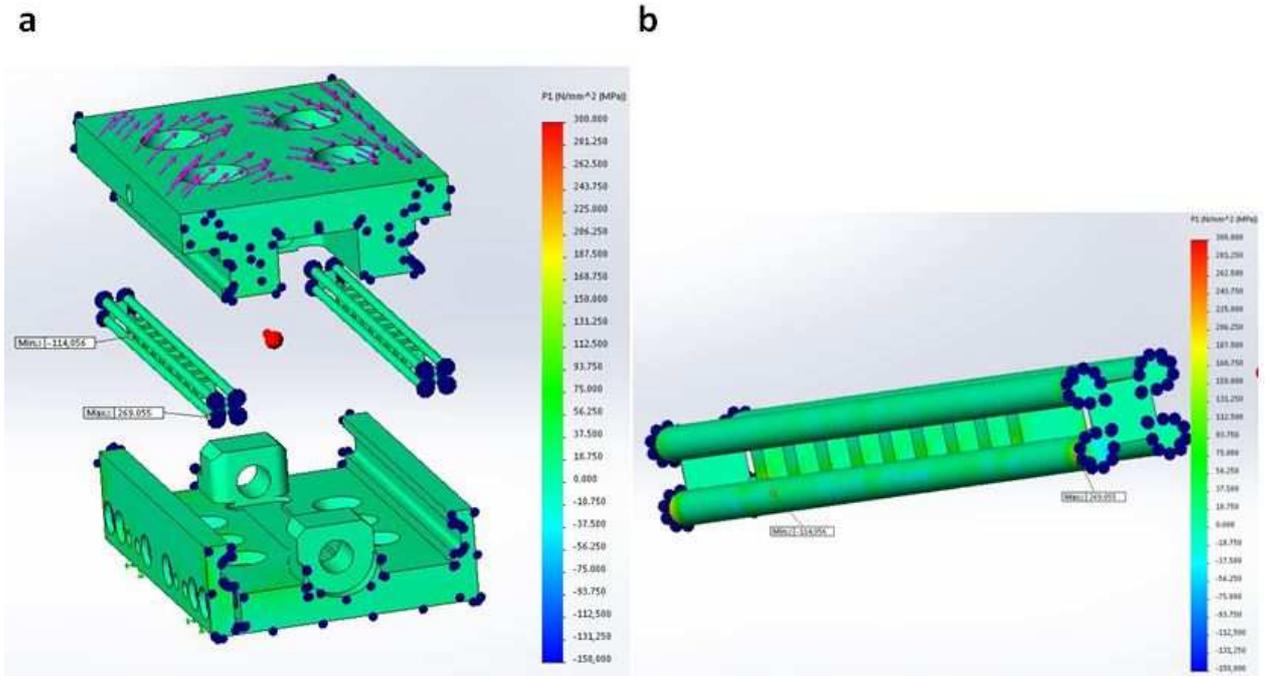


Abbildung 93: Spannungsbild Lastfall fünf für die erste Hauptspannung: Gesamtmodell (a) und Lager (b)

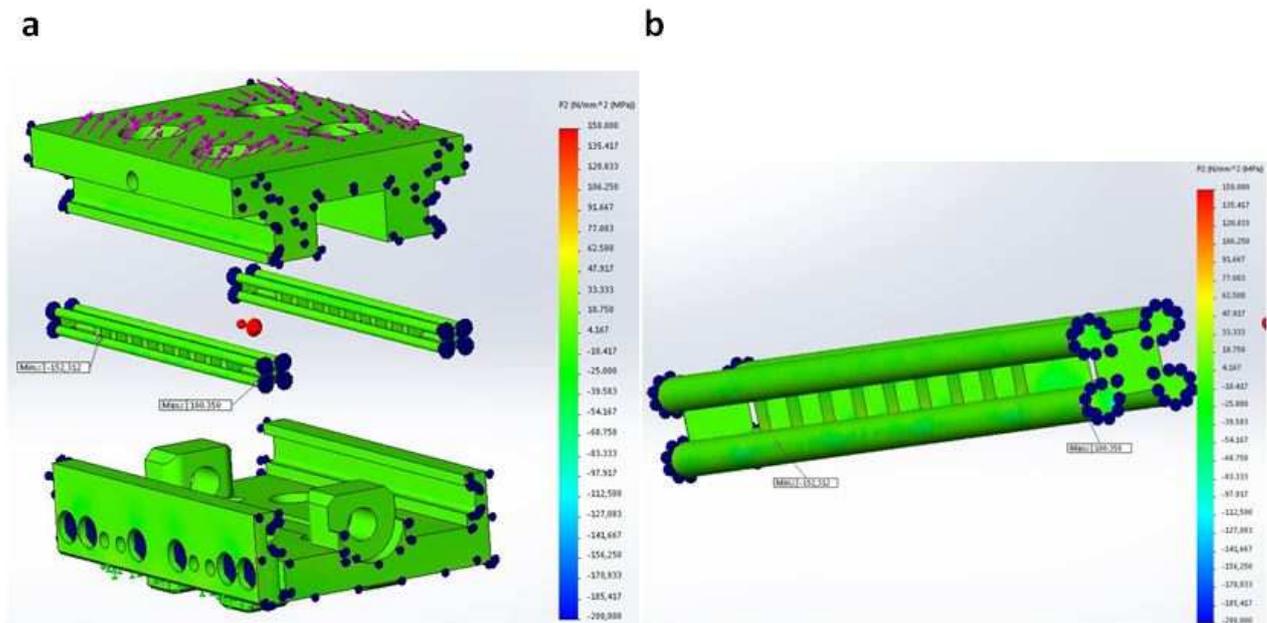


Abbildung 94: Spannungsbild Lastfall fünf für die zweite Hauptspannung: Gesamtmodell (a) und Lager (b)

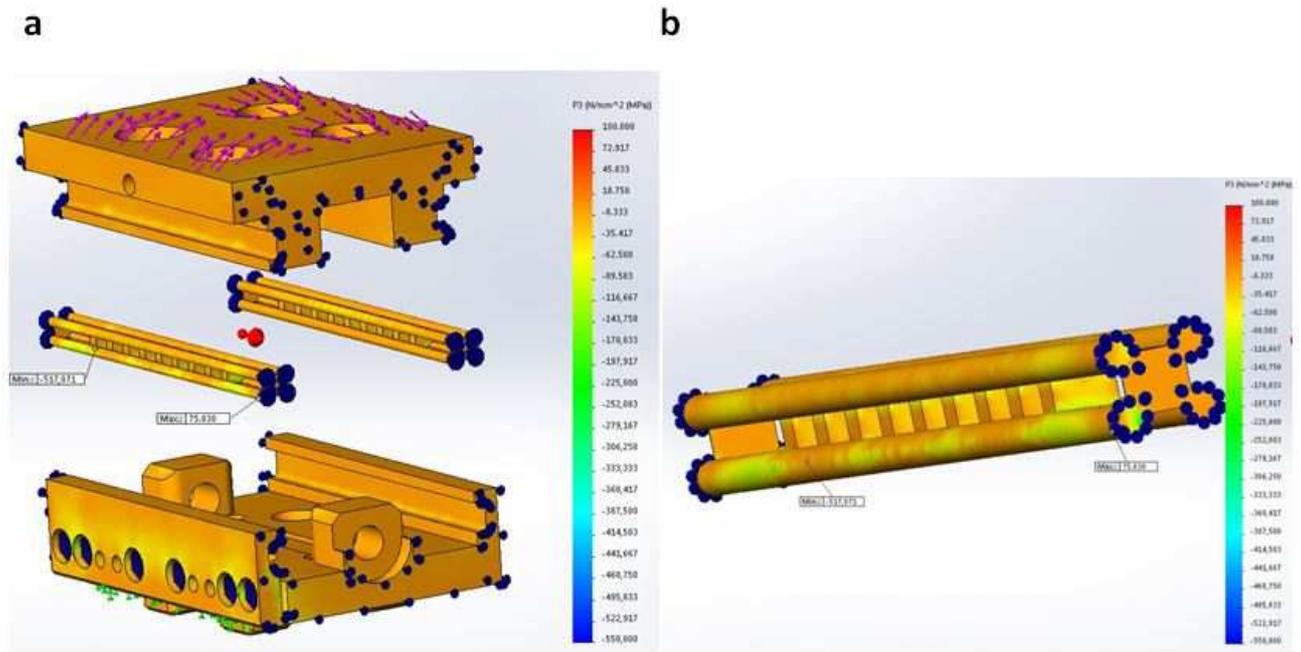


Abbildung 95: Spannungsbild Lastfall fünf für die drei Hauptspannung: Gesamtmodell (a) und Lager (b)

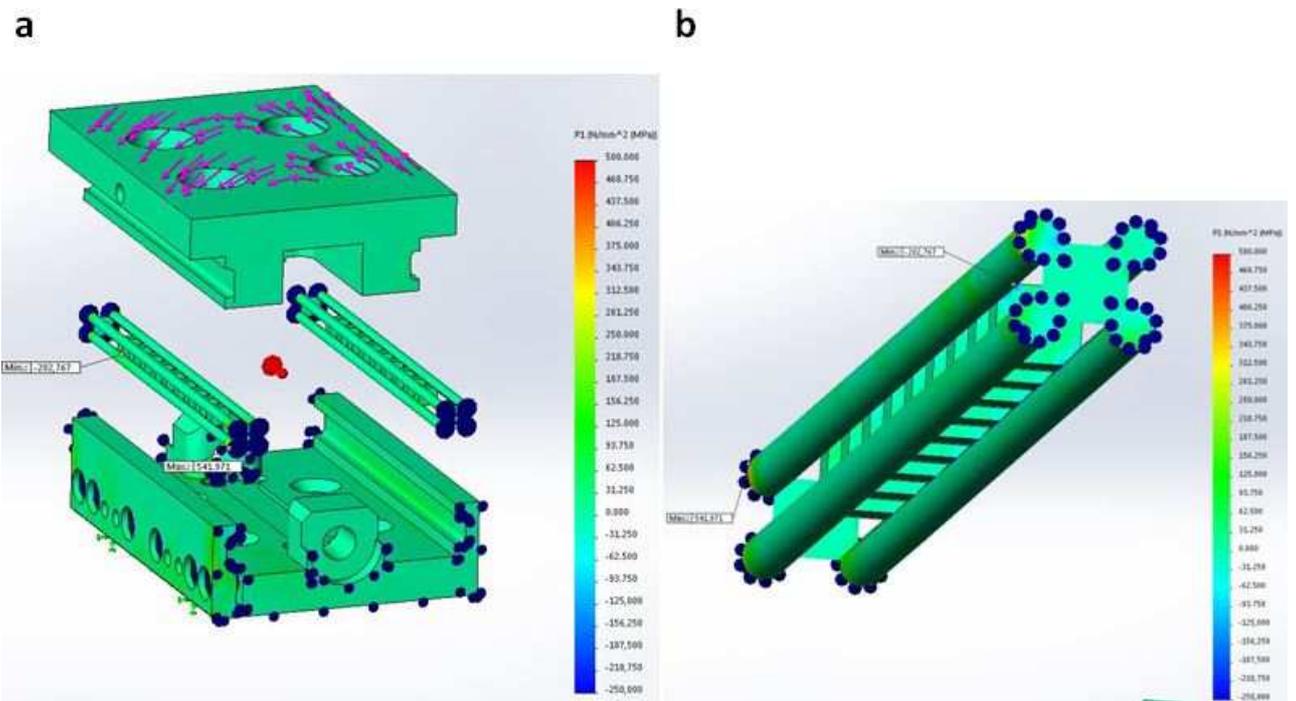


Abbildung 96: Spannungsbild Lastfall sechs für die erste Hauptspannung: Gesamtmodell (a) und Lager (b)

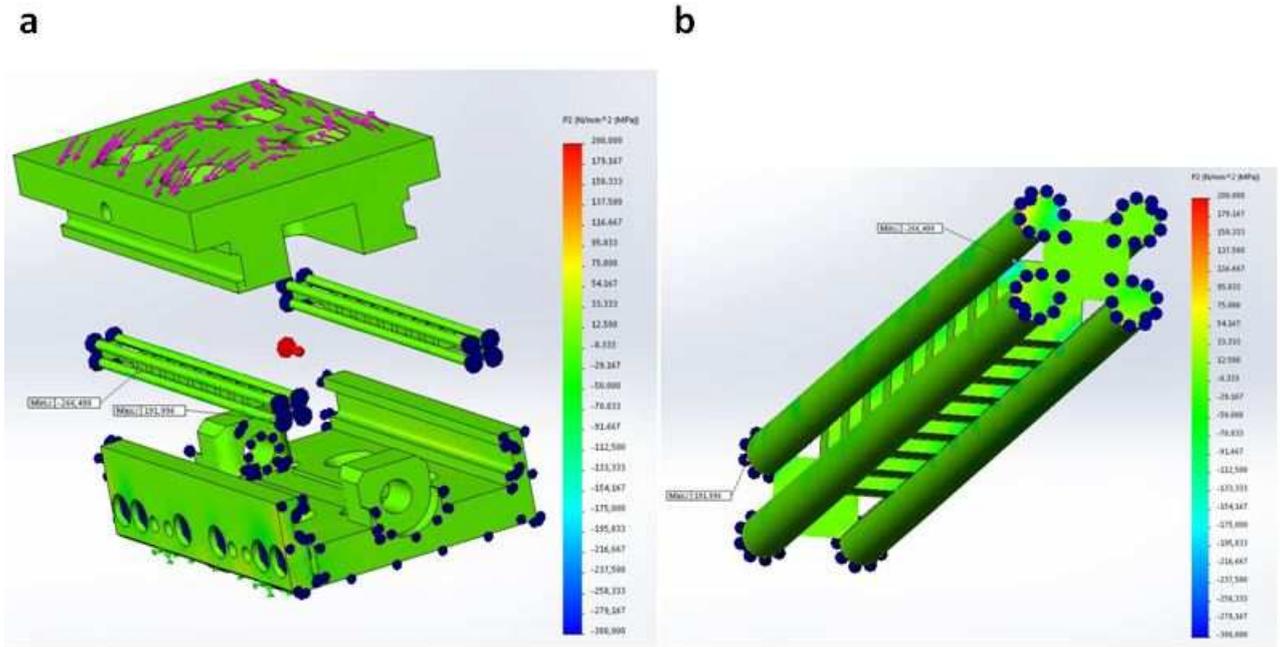


Abbildung 97: Spannungsbild Lastfall sechs für die zweite Hauptspannung: Gesamtmodell (a) und Lager (b)

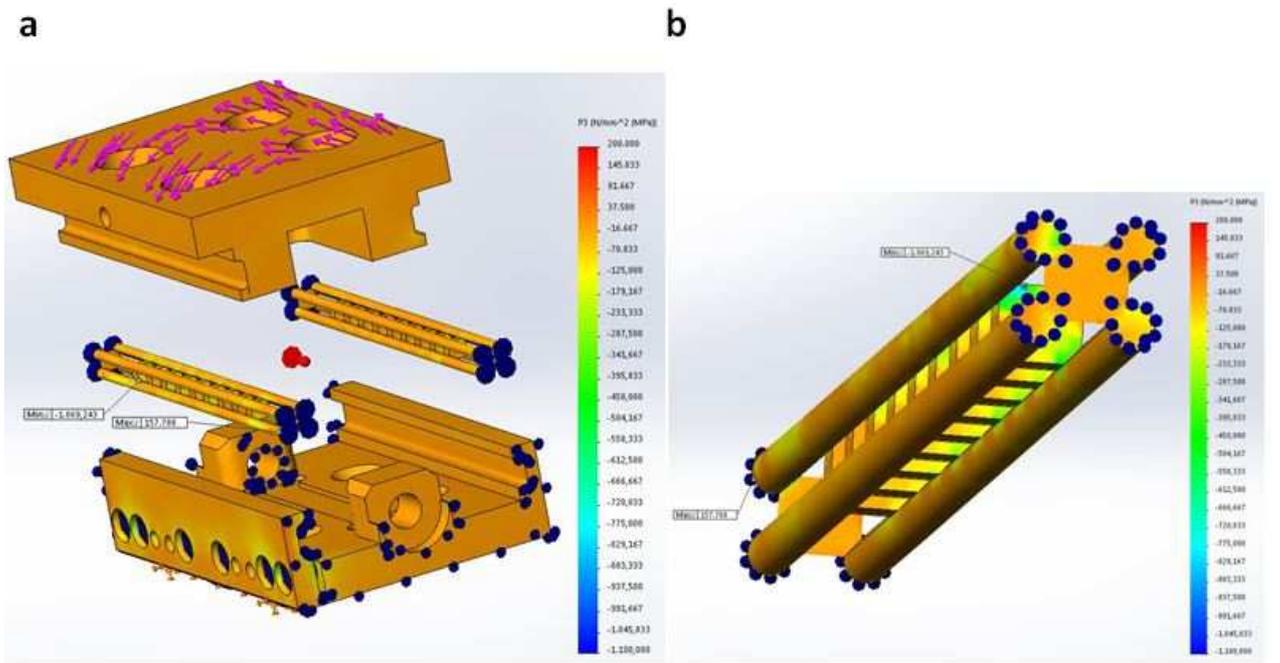


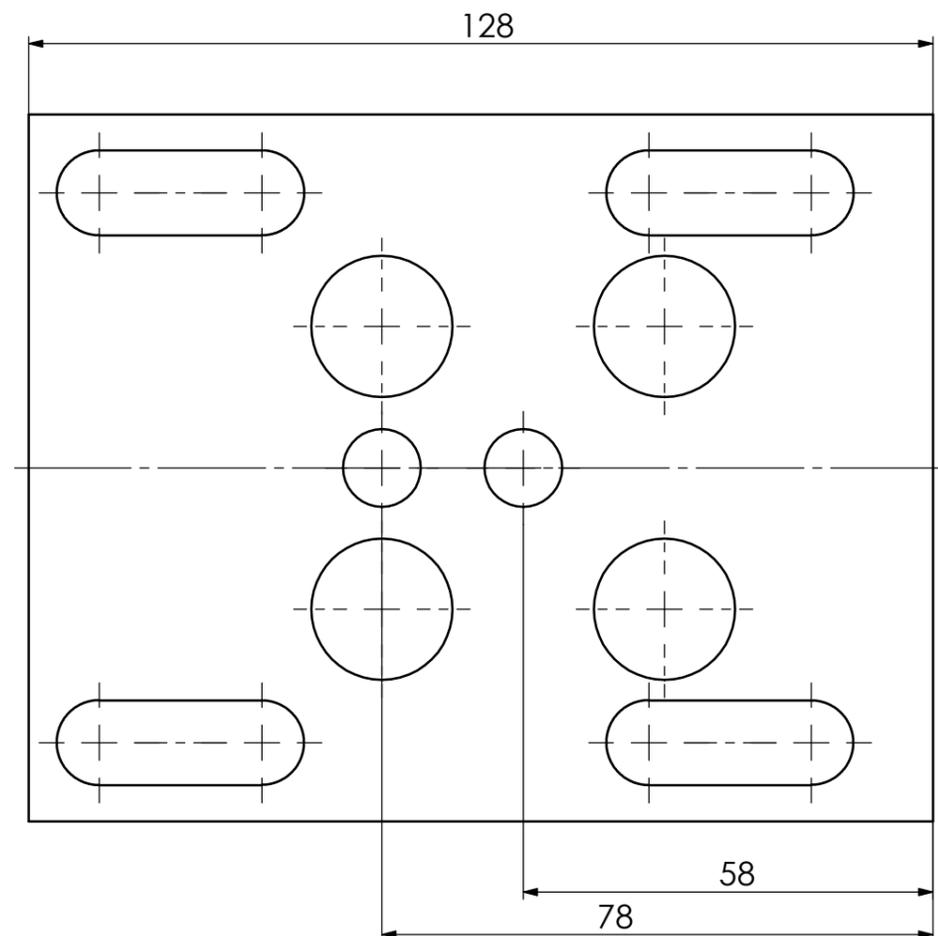
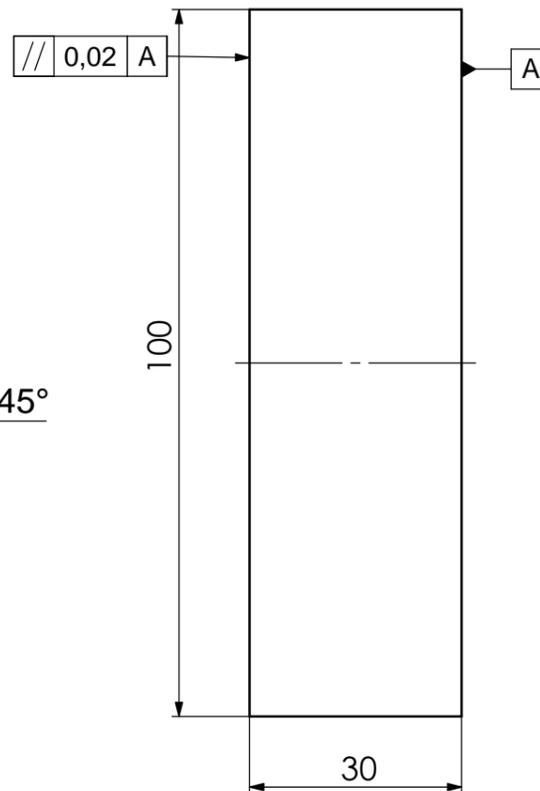
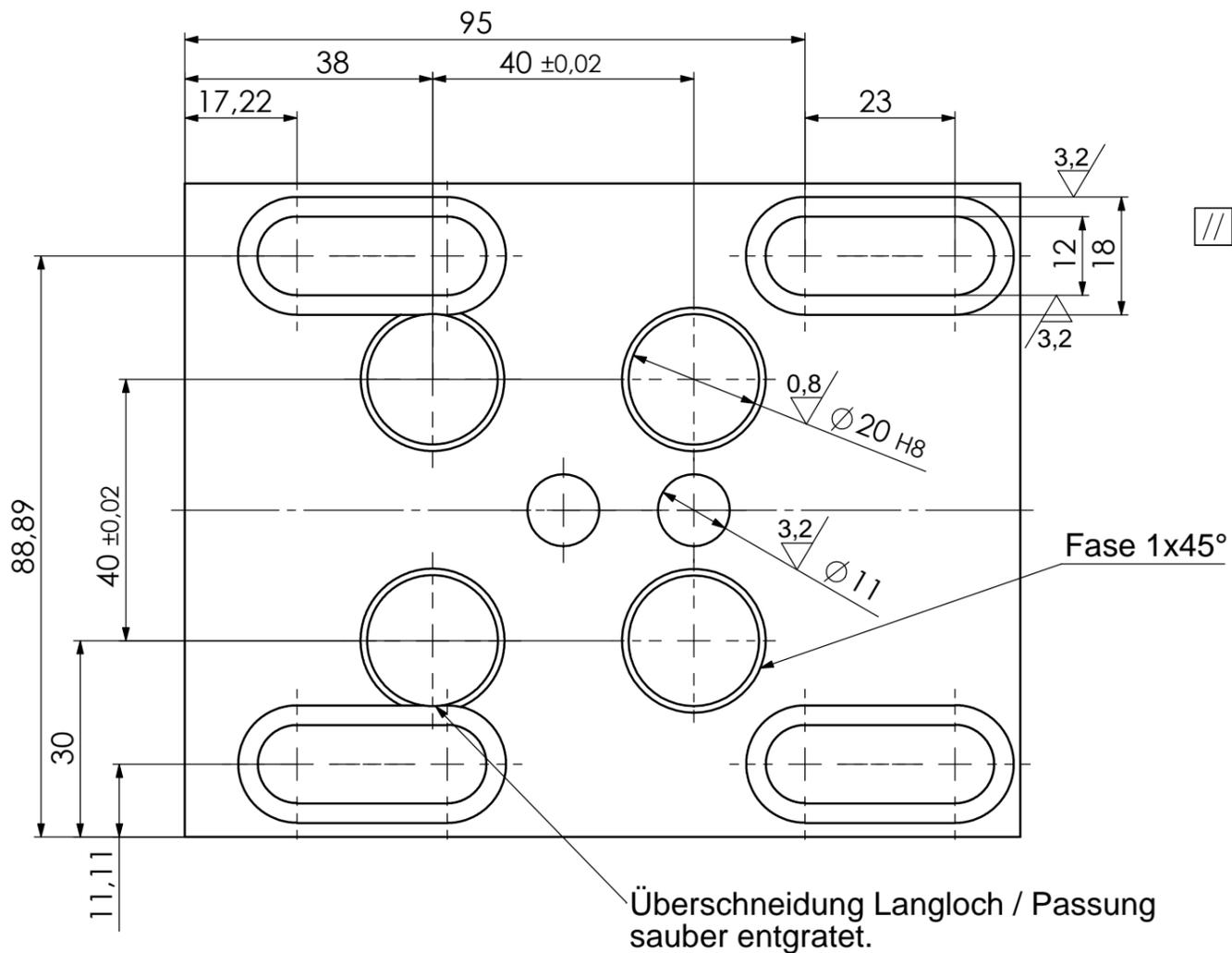
Abbildung 98: Spannungsbild Lastfall sechs für die dritte Hauptspannung: Gesamtmodell (a) und Lager (b)

## B Technische Zeichnungen

- 0e10618-100 Adapterplatte für Druckversuch Führungsschlitten AF40
- 82016 Zusammenbauzeichnung Führungsschlitten AF40
- 60850A Kugellaufstab, Witte-Artikelnummer: 13061

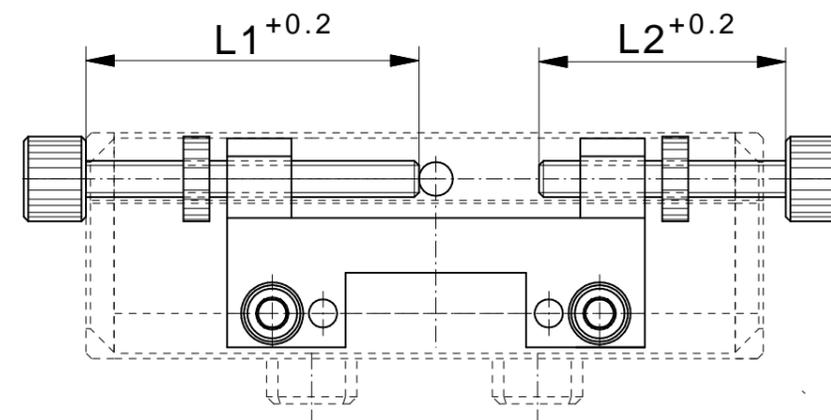
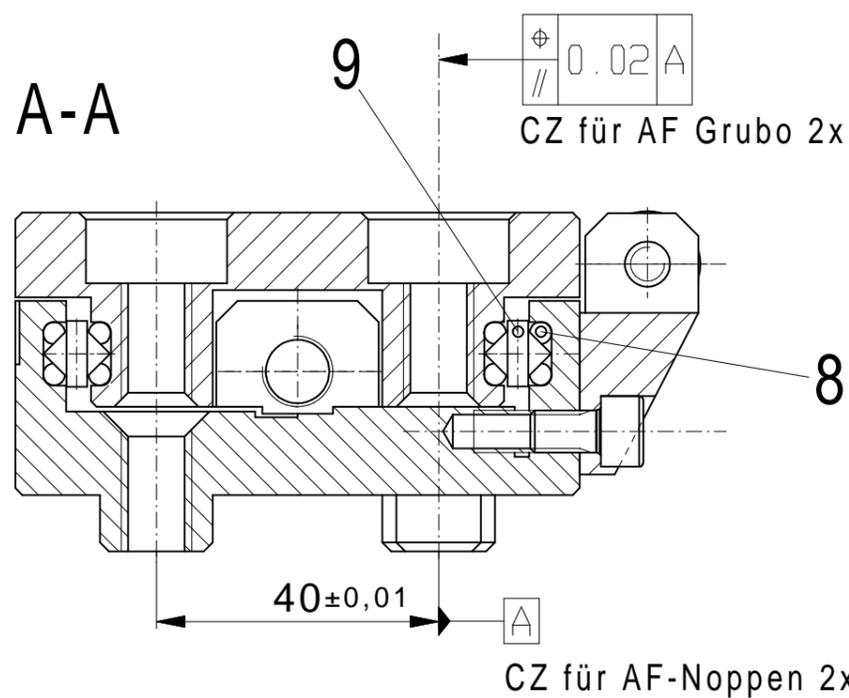
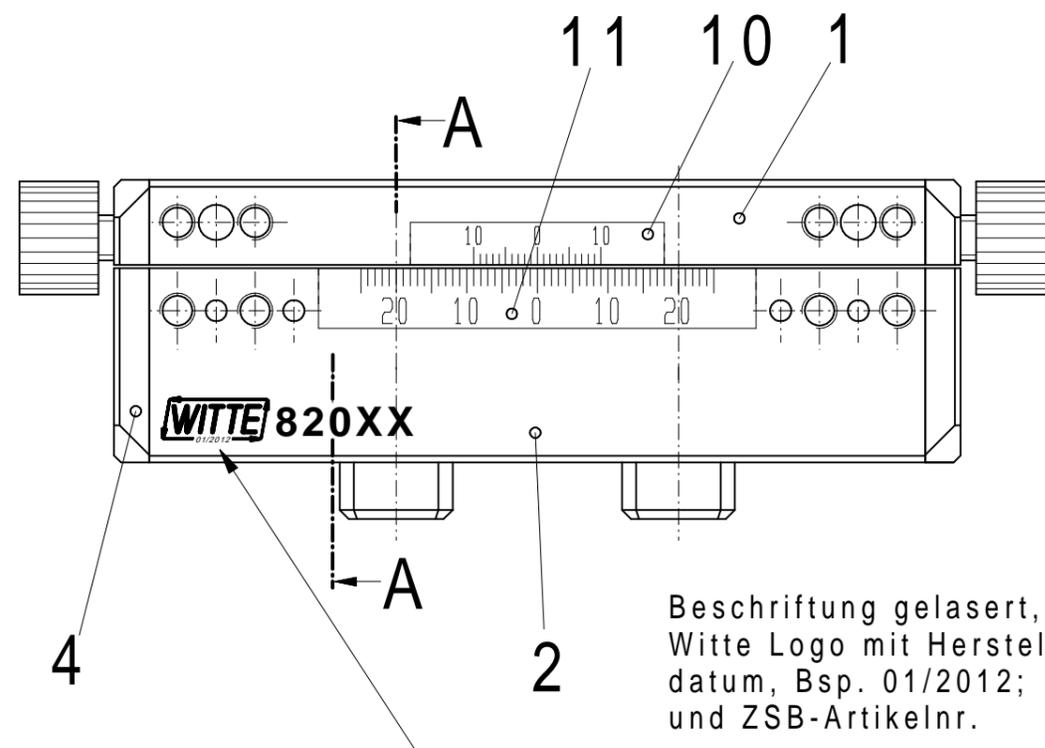
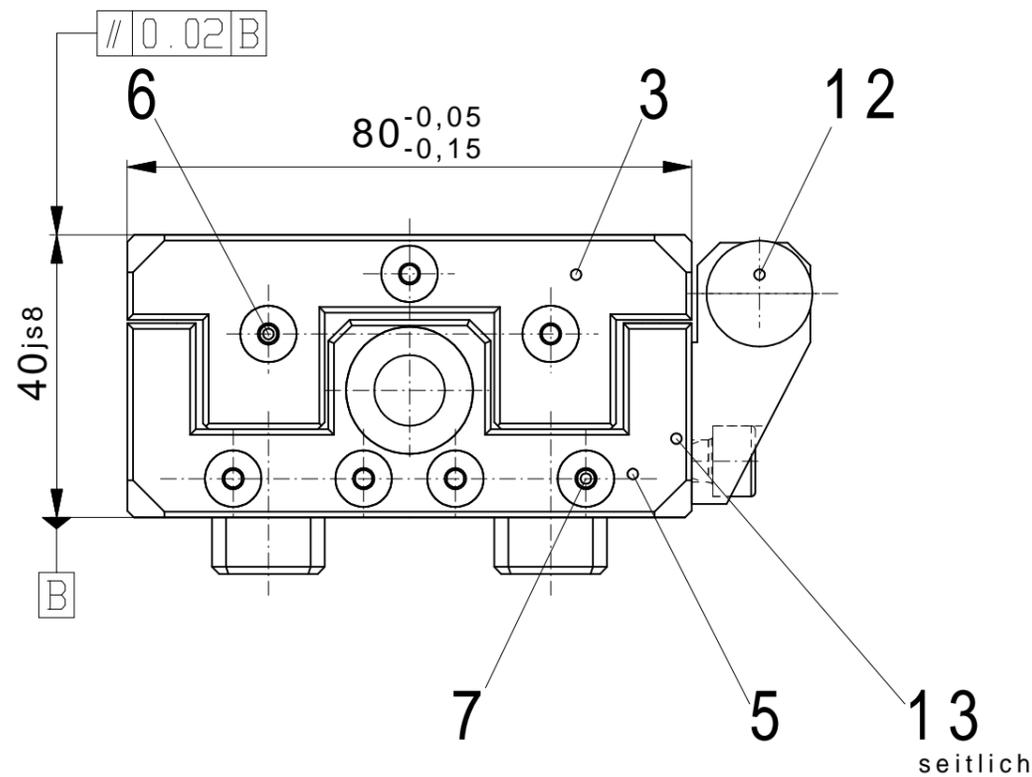
Tabelle 20: Stückliste Führungsschlitten AF40, Artikelnummer 82016

Position	Anzahl	Sachnummer	Bezeichnung
0001	1	26123	Oberteil für Rollenschlitten AF40
0002	1	26124	Unterteil für Rollenschlitten AF40
0003	2	27704	Kappe für Rollenschlittenoberteil AF40
0004	1	33505	Kappe I für Rollenschlittenunterteil AF40
0005	1	27703	Kappe II für Rollenschlittenunterteil AF40
0006	12	10604-S	Senkschraube M4x10 DIN7991 8.8
0007	2	10890-S	Senkschraube M4x8 DIN7991 8.8
0008	8	13061	Kugellaufstab FKL06-0107S03-274
0009	2	13062	Kugelkäfig FGK06V0083S3 AF40
0010	1	28241	Nonius für Schlitten AF40
0011	1	26158	Skala für Schlitten AF40
0012	1	82413	Schlittenanschlag AF40
0013	6	10888-S	Zylinderschraube M5x10 DIN912 / ISO476



1,6 / ( 0,8 / 3,2 )

		Tolerierung ISO 8015 Allgemeintoleranzen DIN 2768-mH		Werkstoff: EN AW-7075	M:1:1	A 3																							
		Geschützt nach ISO 16016		Oberfläche: ohne OS																									
<table border="1"> <tr><td>Index</td><td>Änderung</td><td>Datum</td><td>Name</td></tr> <tr><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td></tr> <tr><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td></tr> <tr><td> </td><td> </td><td> </td><td> </td></tr> </table>	Index	Änderung	Datum	Name													<table border="1"> <tr><td>Datum</td><td>Name</td></tr> <tr><td>Bearb. 30.11.2015</td><td>D. Warstat</td></tr> <tr><td>Gepr. 30.11.2015</td><td>Kathmann</td></tr> <tr><td>Norm</td><td> </td></tr> </table>	Datum	Name	Bearb. 30.11.2015	D. Warstat	Gepr. 30.11.2015	Kathmann	Norm		Zeichnungsname <b>Adapterplatte</b> für Druckversuch Führungsschlitten AF40			
	Index	Änderung	Datum	Name																									
Datum	Name																												
Bearb. 30.11.2015	D. Warstat																												
Gepr. 30.11.2015	Kathmann																												
Norm																													
Horst Witte Gerätebau Barskamp KG 21354 Bleckede		Benennung <b>0e10618-100</b>		Revision -	Blatt 1 1 Bl.																								
				Gewicht: 792.26 g																									



Darstellung :  
Schlitten mit Andruckspindel -  
Varianten

Nr.	Eloxiert	L1	L2
287448	natur C-0	59	44
287448-1	schwarz C-35	59	44
82016	natur C-0	59	59
82016-1	schwarz C-35	59	59

Nr.	Eloxiert
82016	natur C-0
82016-1	schwarz C-35
82016WN32	natur C-0
82016WN32-1	schwarz C-35

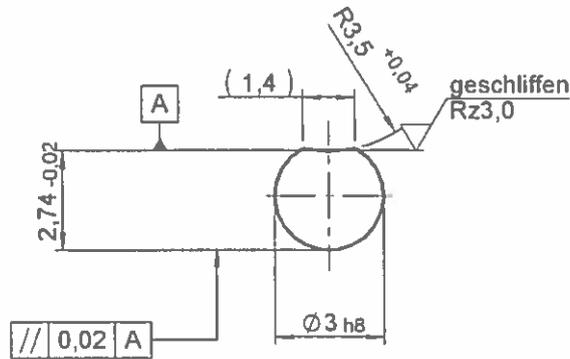
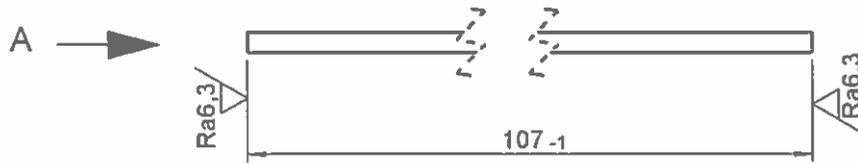
**WITTE** Vertraulich  
Confidential

Horst Witte  
Gerätebau Barskamp  
21354 Bleckede

Für diese Zeichnung behalten wir uns alle Rechte vor, auch für den Fall der Patenterteilung oder Gebrauchsmustereintragungen. Ohne unsere vorherige Zustimmung darf diese Zeichnung weder vervielfältigt noch Dritten zugänglich gemacht werden, und sie darf durch den Empfänger oder Dritte auch nicht in anderer Weise nützlich vermerkt werden. Zuwiderhandlungen verpflichten zu Schadensersatz und können strafrechtliche Folgen haben.

The reproduction, distribution and utilization of this document as well as the communication of its contents to others without explicit authorization is prohibited. Offenders will be held liable for payment of damages. All rights reserved in the event of the grant of patent, utility model or design.

Maße ohne Toleranzangabe nach DIN ISO 2768 mittel		<b>WITTE</b>		Maßstab 1:1	Gewicht:
		Datum	Name	Werkstoff:	
		Bearb. 17.08.2006	L.Bartels	Benennung <b>Führungsschlitten mit Anschlag AF40 Hub +/-22</b>	
		Gepr. 06.03.2013	A.Witte	Zeichnung: <b>Systemnr.: 82016</b>	
b	Schrauben in -S/-S1	06.03.13	SH	Blatt 1 von 1	
a	Laserbeschriftung:	Horst Witte Gerätebau Barskamp 21354 Bleckede		A3	
	Lagetol. eingetr.	03.05.12	SH		
Zust.	Änderung	Datum	Name		



Ansicht A  
5:1

HRC 53±2, schwarz, ölschlussgehärtet

✓ ( ✓ geschliffen Rz3,0 Ra6,3/ )

*AA. 13061*

FKL06

Urspr.:		Werkstoff: 54SiCr6		Auftrags-Nr.		
Ers. f.:		Gewicht: 5,7g				
Ers. d.:		Rohteil: 32735				
	Format: A4	Maßstab: 1:1	Alle unbemaßten Kanten gratfrei max. 0,5			
Schutzvermerk nach DIN 34 beachten!	/		Allgemeintoleranzen DIN 7168-m-S			Benennung <b>Laufstab</b>
	/			Datum	Name	Zeichnung Nr. <b>60850A</b>
	/		Boearbeitet	20.01.10	Vo	
	/		Geprüft	20.01.10	Vo	Blatt <b>1/1</b>
	Pos./Anz	Änd.-Antr.	Datum	Name		

## **C Händische Berechnungen**

- Hertzsche Pressung
- Faustformel für den bestehenden Schlitten
- Vorspannung der Linearführungen RNG4
- Faustformel für die Lösungsvariante zwei

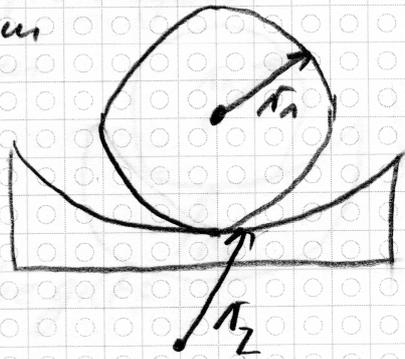
0401 '16

## Berechnung Hertzische Pressung

Fall A:  $F_{ges} = 1500 \text{ N} \rightarrow F_{Kugel} = 83,3 \text{ N (pro Kugel)}$

$r_{Kugel} = r_1 = 3 \text{ mm}$      $r_{stab} = r_2 = 3,5 \text{ mm}$

$E = E_1 = E_2 = 210\,000 \text{ N/mm}^2$      $\nu = \nu_1 = \nu_2 = 0,3$



für Punktberührung Kugel-kontakte Fläche gilt:

$r_2$  negativ,  $r_2 < 0 \rightarrow r_2 = -3,5 \text{ mm}$

$$\pi = \frac{r_1 \cdot r_2}{r_1 + r_2} = \frac{3 \cdot (-3,5)}{3 - 3,5} = 21$$

$$p_0 = \frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{3}{1,5} \cdot \frac{F \cdot E^2}{\pi^2 \cdot (1 - \nu^2)^2}} = \frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{1,5 \cdot 83,3 \cdot 210\,000^2}{21 \cdot (1 - 0,3^2)^2}} \quad (=)$$

$= 786,670 \text{ N/mm}^2$  (Druck i.d. Berührungfläche)

$$a = \sqrt[3]{\frac{1,5 \cdot (1 - \nu^2) \cdot F \cdot \pi}{E}} = \sqrt[3]{\frac{1,5 \cdot (1 - 0,3^2) \cdot 83,3 \cdot 21}{210\,000}} \quad (=)$$

$= 0,225 \text{ mm}$  (Radius der Druckfläche)

$$\delta = \frac{a^2}{\pi} = \frac{0,225^2}{21} = 0,0024 \text{ mm (Gesamtabplattung)}$$

Fall 2:  $F_{ges} = 8550 \text{ N} \rightarrow F_{Kugel} = 475 \text{ N}$  (pro Kugel) 04.01.16

Rest wie vor

$$p_0 = \frac{1}{\pi} \frac{\sqrt[3]{1,5 \cdot F \cdot E^2}}{r^2 \cdot (1 - \nu^2)^2} = \frac{1}{\pi} \frac{\sqrt[3]{1,5 \cdot 475 \cdot 210000^2}}{21^2 \cdot (1 - 0,3^2)^2} (=)$$

$$= 1405,241 \text{ N/mm}^2 \text{ (Druck i. d. Berührungsfäche)}$$

$$a = \frac{\sqrt[3]{1,5 \cdot (1 - \nu^2) \cdot F \cdot r}}{E} = \frac{\sqrt[3]{1,5 \cdot (1 - 0,3^2) \cdot 475 \cdot 21}}{210000} (=)$$

$$= 0,402 \text{ mm} \text{ (Radius der Druckfläche)}$$

$$\delta = \frac{a^2}{r} = \frac{0,402^2}{21} = 0,00769 \text{ mm} \text{ (Gesamtabplattung)}$$

## Germany

Horst Witte Gerätebau  
Barskamp e.K.  
Horndorfer Weg 26-28  
D-21354 Bleckede, Germany  
Tel.: +49 (0) 5854/89-0  
Fax: +49 (0) 5854/89-40  
Email: info@horst-witte.de  
www.alufix.de  
www.vakuumsysteme.de

## Asia

Witte Far East Pte Ltd  
1st. Level  
13 Joo Koon Crescent  
SGP-629021  
Singapore  
Tel.: +65-6248 5961  
Fax: +65-6898 4542  
Email: info@witteasia.com  
www.witteasia.com

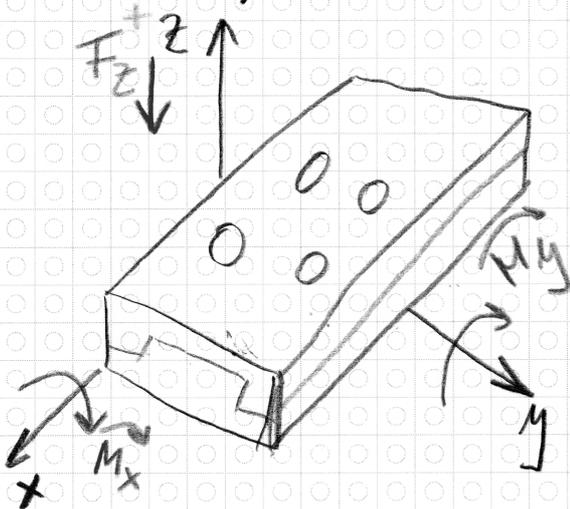
## USA & Canada

Witte America  
120E Market street, Suite 455  
Indianapolis  
Indiana 46204.  
Tel: +1 317.822.7003  
Fax: +1 317.822.7009  
Email: info@witteamerica.com  
www.witteamerica.com  
www.alufix.com

## Mexico

Horst Witte de Mexico  
SA de CV  
Ocotillos 3644  
MEX-31125  
Chihuahua, CHIH  
Tel.: +52-614-425-0719  
Fax: +52-614-425-3637  
Email: ventas@witemexico.com  
www.witemexico.com

Faustformel bestehender Führungsschlitzen 26.11.15



1,017

$$f_s = \frac{F_z}{8550} + \frac{M_x \cdot 33,544}{8550 \cdot 1,017} + \frac{M_y \cdot 90,669}{8550 \cdot 1,017} \stackrel{!}{\leq} 1$$

$$\rightarrow f_s \approx \frac{F_z}{8550} + 0,004 \cdot M_x + 0,01 \cdot M_y \stackrel{!}{\leq} 1$$

$$\rightarrow \max. F_z = 8550 \text{ N} \wedge M_x = 0 \text{ Nm} \wedge M_y = 0 \text{ Nm}$$

$$\max. M_x = 250 \text{ Nm} \wedge M_y = 0 \text{ Nm} \wedge F_z = 0 \text{ N}$$

$$\max. M_y = 100 \text{ Nm} \wedge M_x = 0 \text{ Nm} \wedge F_z = 0 \text{ N}$$

**Germany**  
 Horst Witte Gerätebau  
 Barskamp e.K.  
 Horndorfer Weg 26-28  
 D-21354 Bleckede, Germany  
 Tel.: +49 (0) 58 54 / 89-0  
 Fax: +49 (0) 58 54 / 89-40  
 Email: info@horst-witte.de  
 www.alufix.de  
 www.vakuumsysteme.de

**Asia**  
 Witte Far East Pte Ltd  
 1st. Level  
 13 Joo Koon Crescent  
 SGP-629021  
 Singapore  
 Tel.: +65-6248 5961  
 Fax: +65-6898 4542  
 Email: info@witteasia.com  
 www.witteasia.com

**USA & Canada**  
 Witte America  
 120E Market street, Suite 455  
 Indianapolis  
 Indiana 46204.  
 Tel: +1 317.822.7003  
 Fax: +1 317.822.7009  
 Email: info@witteamerica.com  
 www.witteamerica.com  
 www.alufix.com

**Mexico**  
 Horst Witte de Mexico  
 SA de CV  
 Ocotillos 3644  
 MEX-31125  
 Chihuahua, CHIH  
 Tel.: +52-614-425-0719  
 Fax: +52-614-425-3637  
 Email: ventas@witemexico.com  
 www.witemexico.com

29.12.15

## Vorspannung RNB-4

- Linearführung Typ RNB-4  $l_1 = 25 \text{ mm}$   
- Rollenköfig Typ KBN  $t = 6,5 \text{ mm}$

$$C_0 = 850 \text{ N}$$

- Durchmesser der Zustellschraube  $e = M3$

- Faktor  $f$  (Rollen)  $f = 1$

- Vorspannung  $p$  (2% - 20% von  $C_0$ )  $p = 10\%$

- Faktor  $a$  (aus Tabelle)  $a = 0,035 \text{ cm}$

Berechnung der Zustellkraft pro Zustellschraube  $P_{vs}$

$$P_{vs} = \frac{l_1}{t} \cdot C_0 \cdot \frac{p}{100} \cdot f \quad (\Rightarrow)$$

$$= \frac{25}{6,5} \cdot 850 \cdot \frac{10}{100} \cdot 1 = 326,92 \text{ N}$$

Berechnung des Anziehdrehmoments  $M_{ds}$

$$M_{ds} = P_{vs} \cdot a = 326,92 \cdot 0,035 = 11,4422 \text{ Nm} \quad (\Rightarrow)$$

$$= 0,114422 \text{ Nm}$$

### Germany

Horst Witte Gerätebau  
Barskamp e.K.  
Horndorfer Weg 26-28  
D-21354 Bleckede, Germany  
Tel.: +49 (0) 58 54/89-0  
Fax: +49 (0) 58 54/89-40  
Email: info@horst-witte.de  
www.alufix.de  
www.vakuumsysteme.de

### Asia

Witte Far East Pte Ltd  
1st. Level  
13 Joo Koon Crescent  
SGP-629021  
Singapore  
Tel.: +65-6248 5961  
Fax: +65-6898 4542  
Email: info@witteasia.com  
www.witteasia.com

### USA & Canada

Witte America  
120E Market street, Suite 455  
Indianapolis  
Indiana 46204.  
Tel: +1 317.822.7003  
Fax: +1 317.822.7009  
Email: info@witteamerica.com  
www.witteamerica.com  
www.alufix.com

### Mexico

Horst Witte de Mexico  
SA de CV  
Ocotillos 3644  
MEX-31125  
Chihuahua, CHIH  
Tel.: +52-614-425-0719  
Fax: +52-614-425-3637  
Email: ventas@witemexico.com  
www.witemexico.com

2001/16

Faustformel RNG 4 mit KBN 4

$$P_{\text{rolle}} = \frac{F_z}{z_A} + \frac{2 \cdot M_y}{z_A \cdot M_T} + \frac{2 \cdot M_x}{z_A \cdot Q}$$

mit  $z_A = 12$ ,  $M_T = 72 \text{ mm}$ ,  $Q = 49 \text{ mm}$

$$\rightarrow P_{\text{rolle}} = \frac{F_z}{12} + \frac{2 \cdot M_y}{12 \cdot \frac{72}{1000}} + \frac{2 \cdot M_x}{12 \cdot \frac{49}{1000}} \quad (=)$$

$$= \frac{F_z}{12} + \frac{2 \cdot 1000 \cdot M_y}{12 \cdot 72} + \frac{2 \cdot 1000 \cdot M_x}{12 \cdot 49} \quad (=)$$

$$= \frac{F_z}{12} + \frac{125 \cdot M_y}{54} + \frac{500 M_x}{147} \quad (=)$$

$$= 0,083 \cdot F_z + 2,315 M_y + 3,401 \cdot M_x \stackrel{!}{\leq} 850 \text{ N}$$

$$\rightarrow F_{z \text{ max}} = 10200 \text{ N und } M_y = M_x = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{y \text{ max}} = 367,2 \text{ Nm und } F_z = 0 \text{ N und } M_x = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{x \text{ max}} = 249,9 \text{ Nm und } F_z = 0 \text{ N und } M_y = 0 \text{ Nm}$$

## D Messschriebe des Versuchs

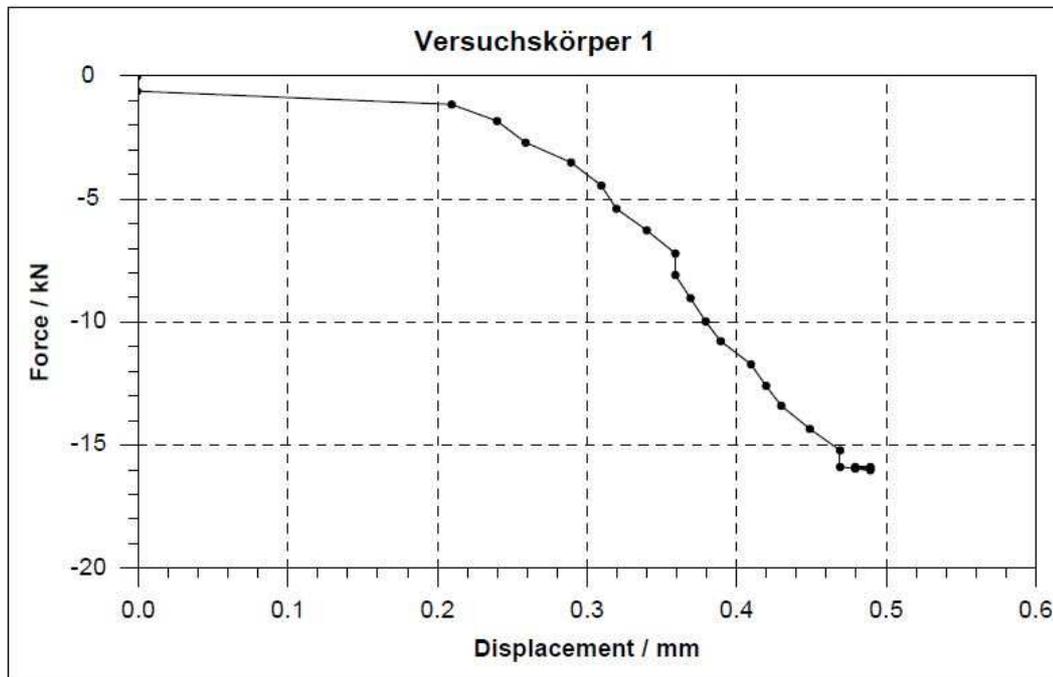


Abbildung 99: Messschrieb Versuchskörper eins

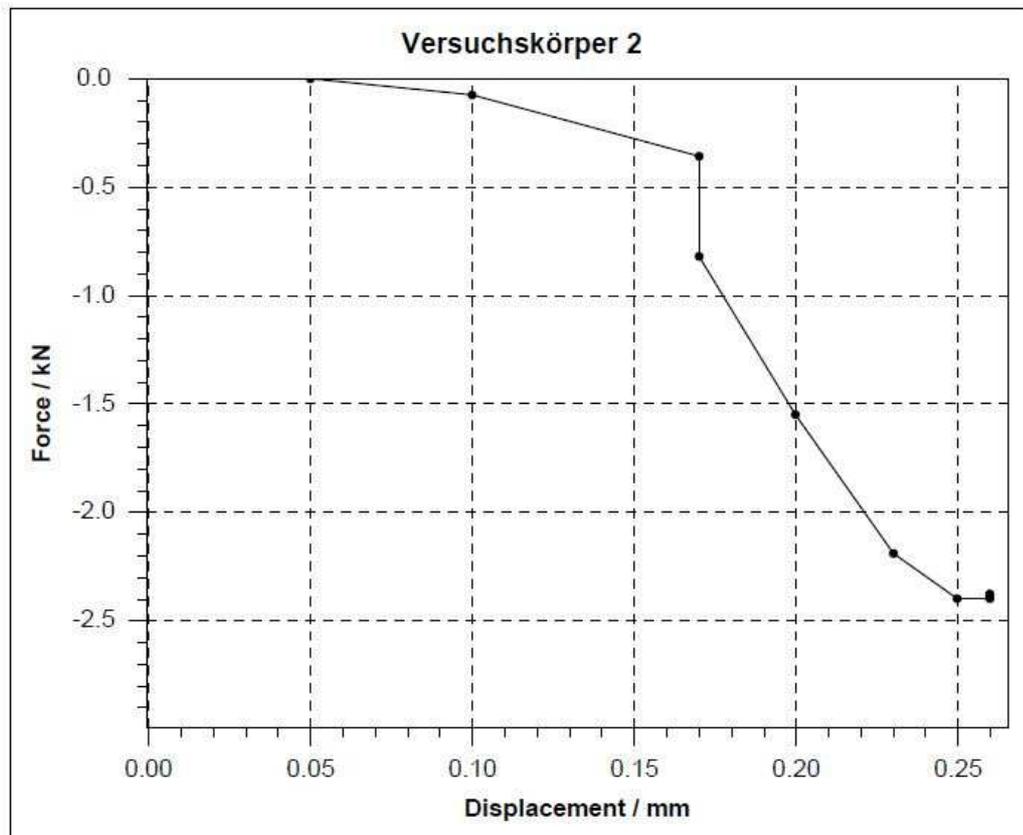


Abbildung 100: Messschrieb Versuchskörper zwei

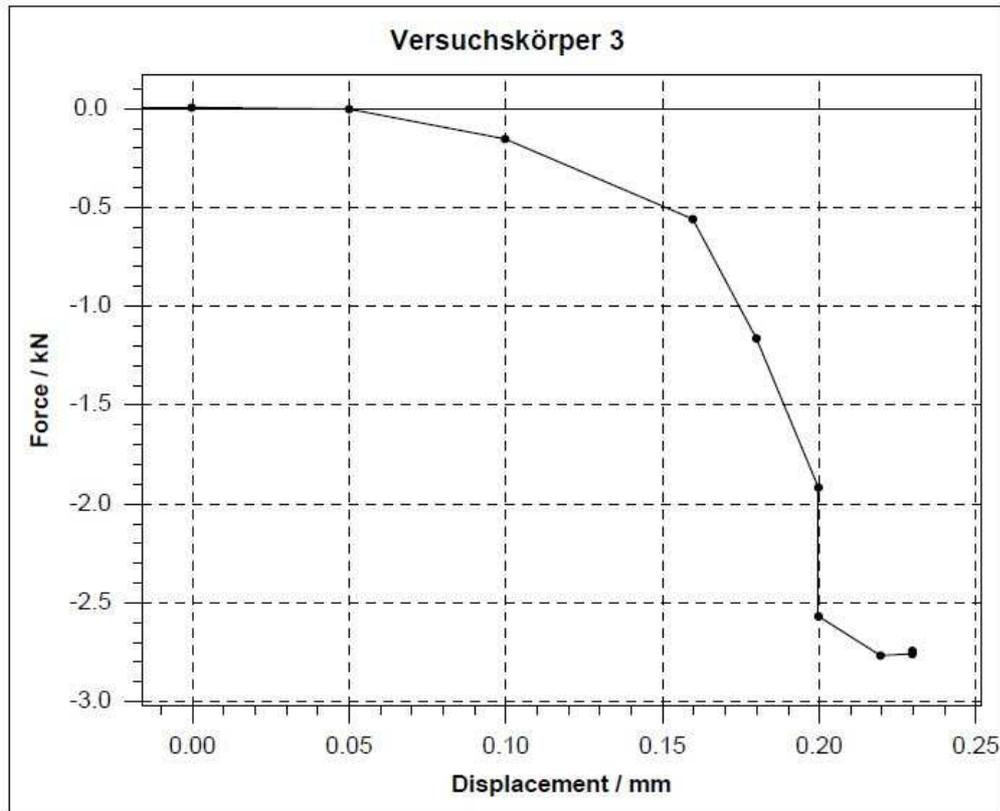


Abbildung 101: Messschrieb Versuchskörper drei

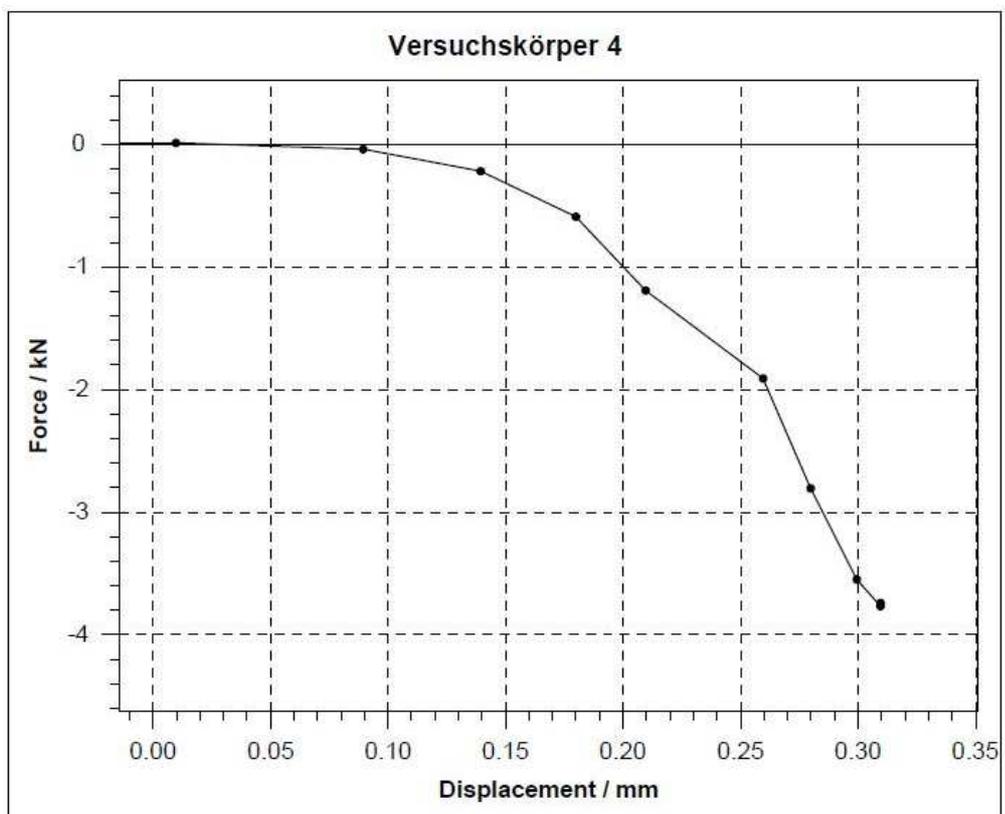


Abbildung 102: Messschrieb Versuchskörper vier

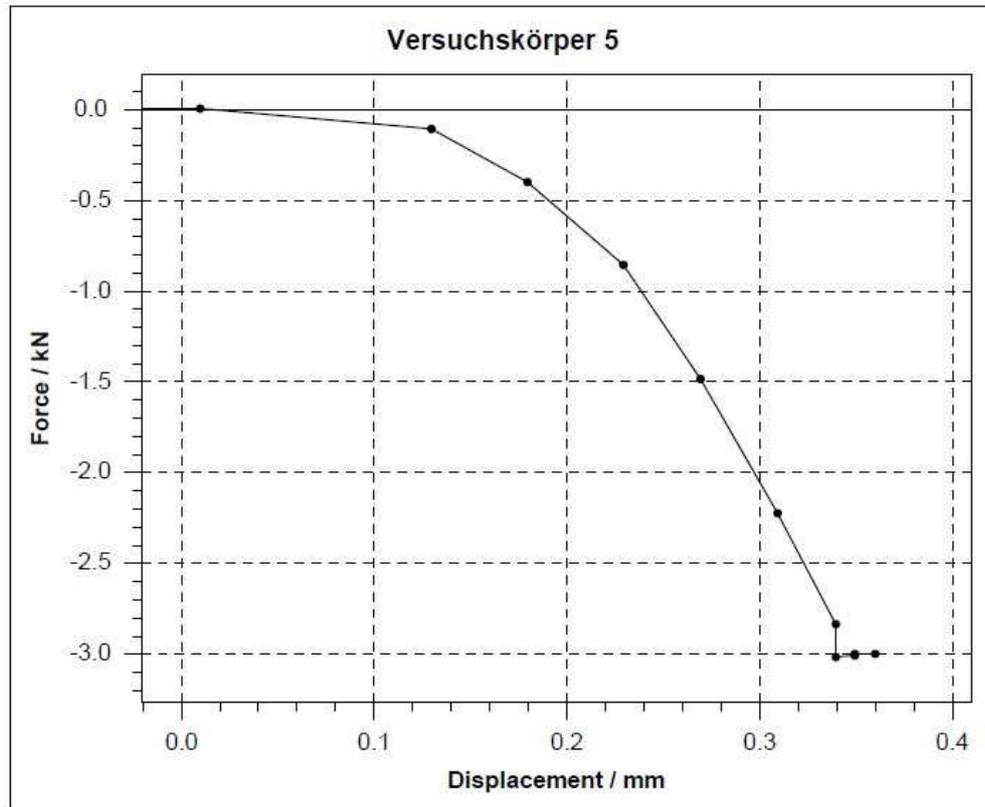


Abbildung 103: Messschrieb Versuchskörper fünf

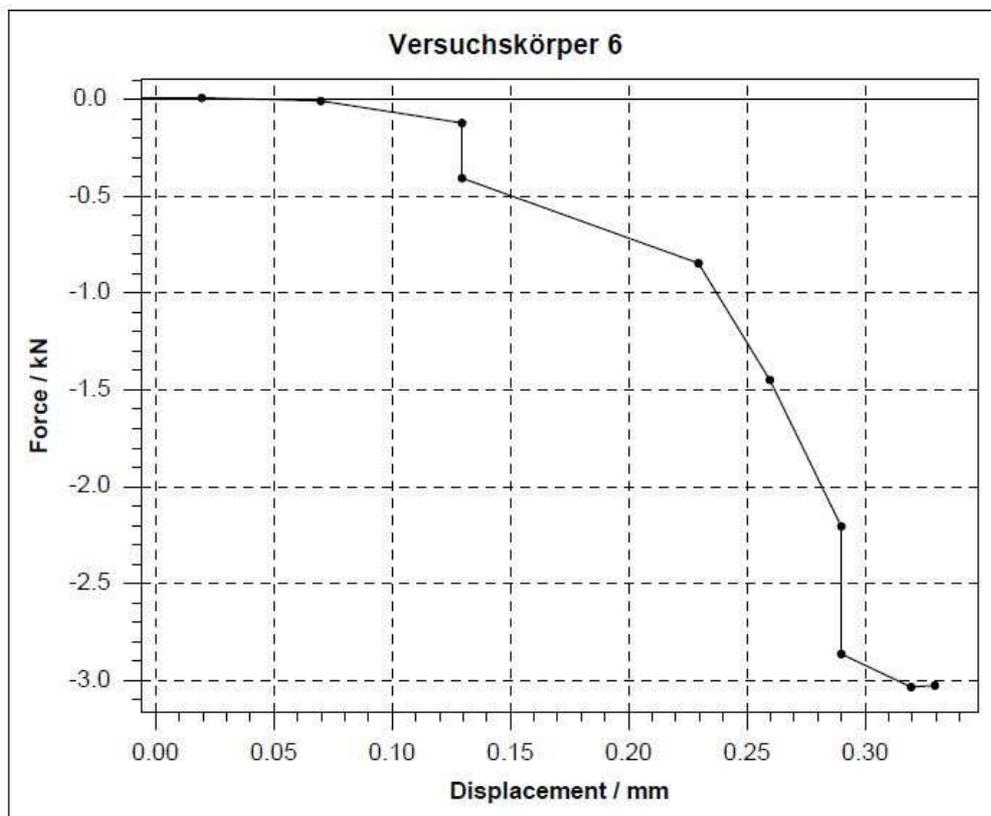


Abbildung 104: Messschrieb Versuchskörper sechs

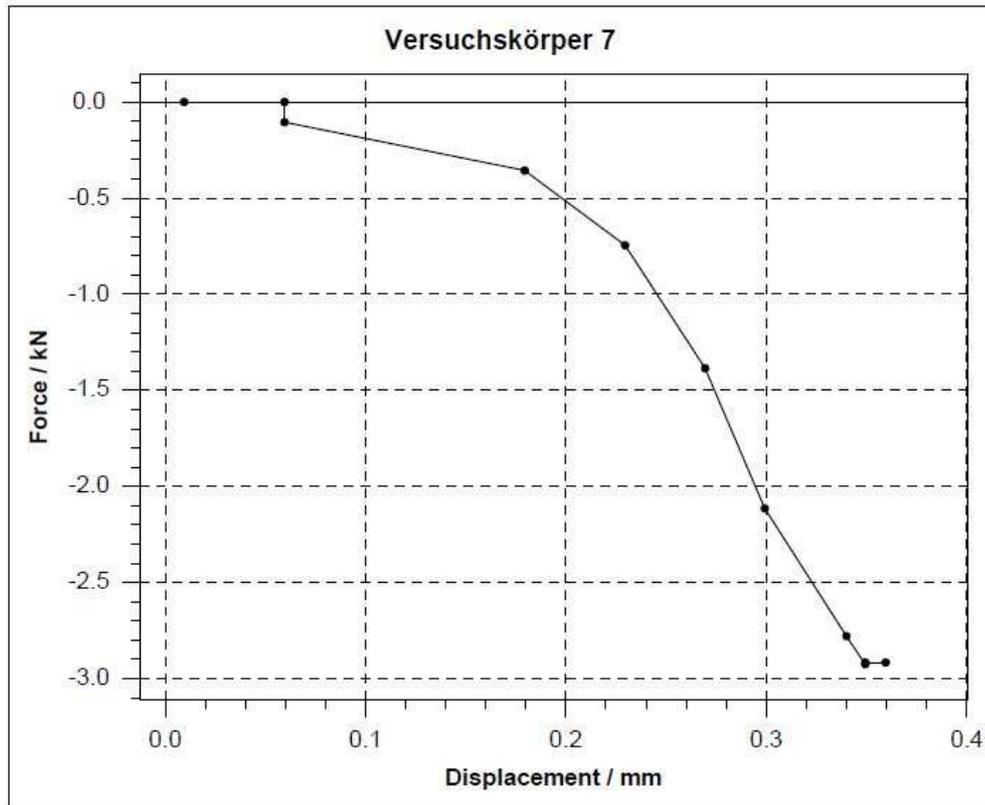


Abbildung 105: Messschrieb Versuchskörper sieben

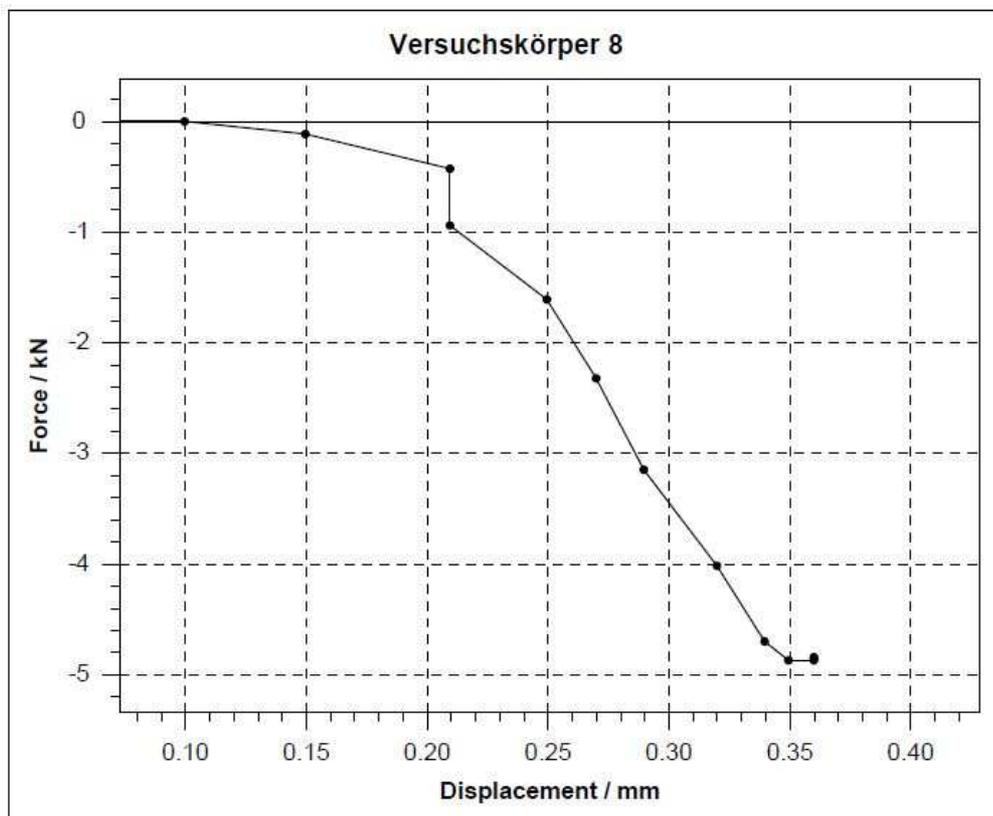


Abbildung 106: Messschrieb Versuchskörper acht, Belastungsvorgabe 4kN

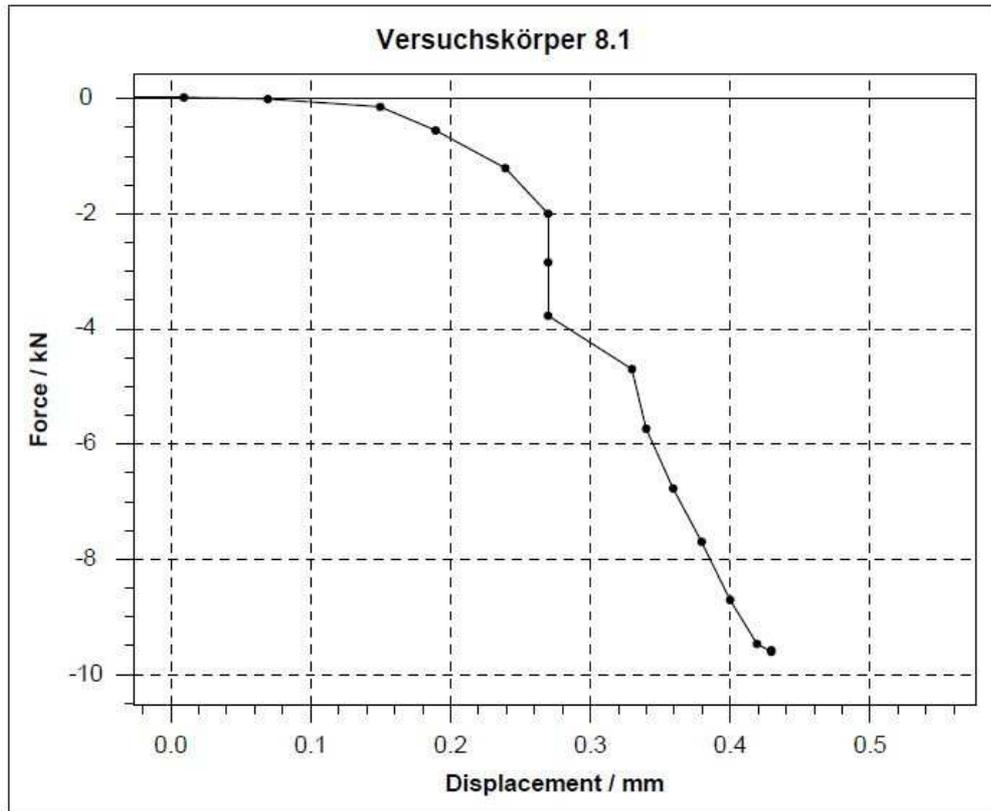


Abbildung 107: Messschrieb Versuchskörper acht, Belastungsvorgabe 8kN

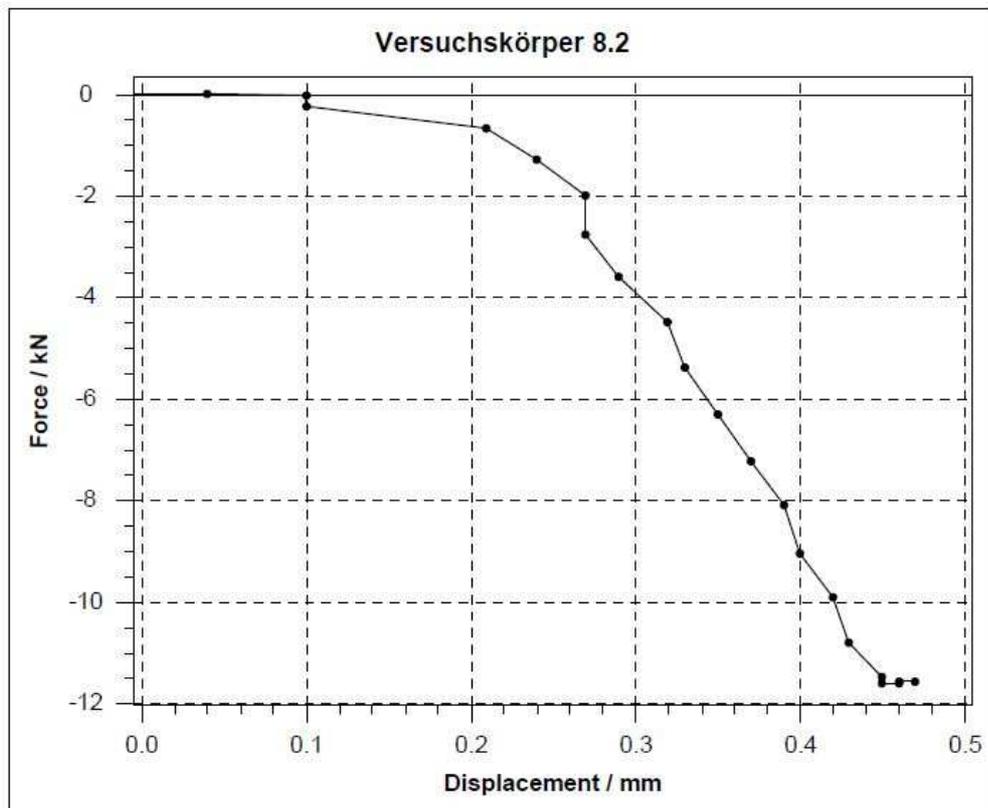


Abbildung 108: Messschrieb Versuchskörper acht, Belastungsvorgabe 10kN

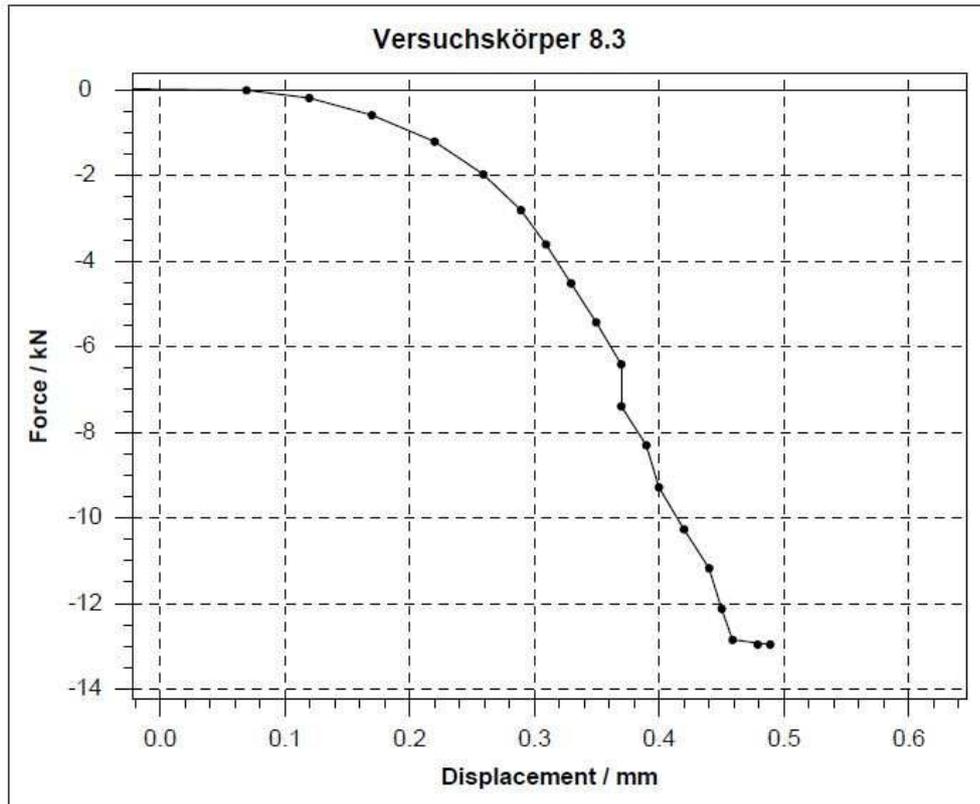


Abbildung 109: Messschrieb Versuchskörper acht, Belastungsvorgabe 12kN

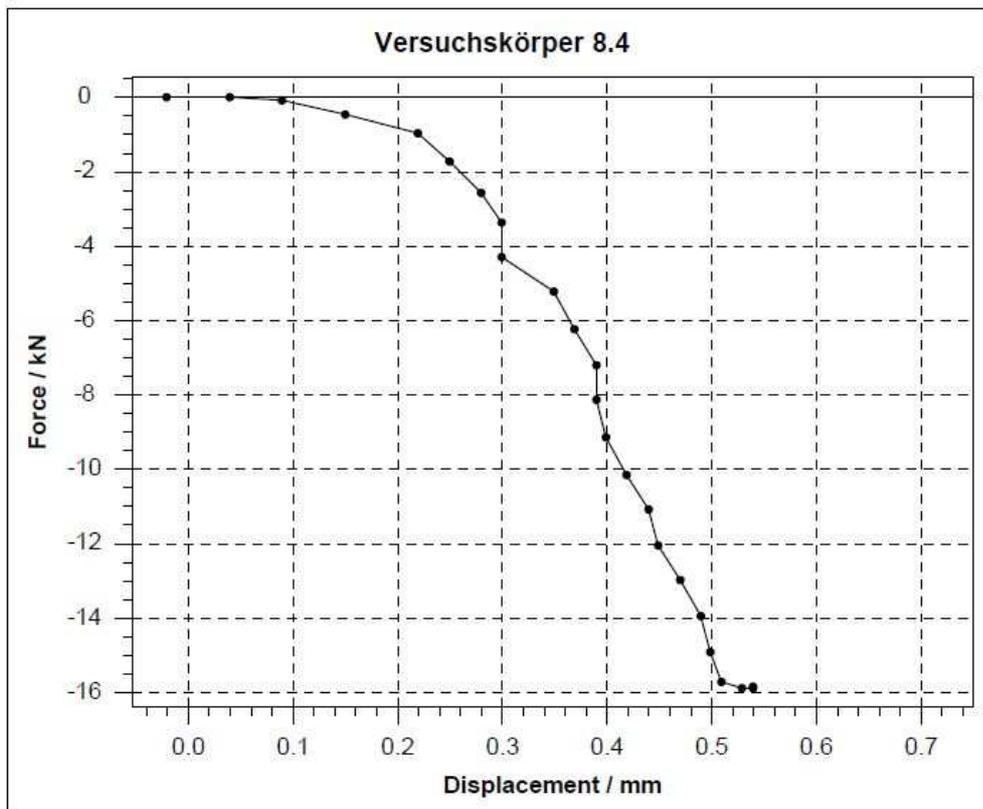


Abbildung 110: Messschrieb Versuchskörper acht, Belastungsvorgabe 14kN

## **E Technische Bewertungsbögen**

- Blatt eins für die Lösungsvarianten eins bis vier
- Blatt zwei für die Lösungsvarianten fünf bis acht

		BEWERTUNGSLISTE nach VDI 2225										
		für Führungsschlitten Systemgröße AF 40										
4: max. Punkte; 0: min. Punkte		P: vorhandene Variante (P): mögl. bei Verbesserung	Variante 1		Variante 2		Variante 3		Variante 4			
Merkmal	Nr.	Bewertungskriterium	h	(h)	h	(h)	h	(h)	h	(h)		
Geometrie	1	Systemanschluss AF 40	4		3		4		4			
	2	Befestigungsanschlüsse Anschlag /Abstecker	4		4		4		4			
	3	Höhe max. 40mm	4		4		4		1			
	4	Länge min. 80mm	0		0		0		0			
	5	Länge max. 120mm	4		4		4		2			
	6	Breite min. 80mm	4		4		4		0			
	7	Breite max. 120mm	0		0		0		2			
Kinematik	8	Hub min. 20mm	4		4		4		4			
Kräfte	9	Min. ertragbare Belastung 1500N bei senkrechter Belastung in ausgefahrenem Zustand ohne weitere Belastung	4		4		3		2			
	10	Min. ertragbare Momentenbelastung quer 250Nm ohne weitere Belastung	4		4		3		2			
	11	Min. ertragbare Momentenbelastung längs 100Nm ohne weitere Belastung	4		4		3		2			
	12	Faustformel für zusammengesetzte Belastung	3		3		1		0			
Werkstoff / Halbzeuge	13	Schlittenkörper aus Aluminium (EN AW-7075)	4		4		4		2			
	14	Linearlagerung: Drahtwälzlager der Fa. Franke	4		0		0		0			
Ergonomie	15	Kein Verklemmen in ausgefahrenem Zustand	3		3		1	2	4			
	16	Erforderliche Kraft zum Verschieben max. 10N	3		3		1	2	4			
	17	Gewicht max. 1500g	4		4		4		1			
Fertigung	18	Parallelität 0,02mm in zusammengebauten Zustand	3		4		3		4			
	19	Max. 5 Sonderwerkzeuge zur Fertigung notwendig	4		4		4		1			
Gebrauch / Instandhaltung	20	10 Jahre Nutzungsdauer	3		4		2		3			
	21	Min. 1000 Positionswechsel pro Jahr unter Last ertragbar	3		4		3		3			
	22	Zulässiger Temperaturbereich während der Verwendung 0°C bis +30°C	4		4		4		1	4		
	23	wartungsfrei	3		4		2		2			
Montage	24	Umbau / Erweiterung zum Rollenschlitten möglich	4		4		4		4			
	25	Montagezeit max. 25min.	4		4		4		1			
	26	Einstellbares Lagerspiel	4		4		2		0			
Recycling	27	Vollständig demontierbar	4		4		4		4			
? Beurteilung unsicher			<b>Summe</b>		<b>89</b>		<b>92</b>		<b>76</b>	<b>78</b>	<b>57</b>	<b>60</b>
↑ Tendenz: besser			<b>Rangfolge</b>		<b>2</b>	<b>2</b>	<b>1</b>	<b>1</b>	<b>6</b>	<b>6</b>	<b>8</b>	<b>8</b>
↓ Tendenz: schlechter												
<b>Bemerkung/Begründung, Schwachstelle, Verbesserung für Variante / Kriterium</b>												
Variante 1		stellt den IST-Stand dar										
12		4: einfach erstellbar; 0: viel Aufwand										
14		führt nicht zur Abwertung, kein Einfluss auf die Gesamtsumme										
max. Summe		104										
Datum: 28.12.2015		Bearbeitet von: D. Warstat										

		BEWERTUNGSLISTE nach VDI 2225									
		für Führungsschlitten Systemgröße AF 40									
4: max. Punkte; 0: min. Punkte		P: vorhandene Variante (P): mögl. bei Verbesserung	Variante 5		Variante 6		Variante 7		Variante 8		
Merkmal	Nr.	Bewertungskriterium	h	(h)	h	(h)	h	(h)	h	(h)	
Geometrie	1	Systemanschluss AF 40	4		4		4		4		
	2	Befestigungsanschlüsse Anschlag /Abstecker	4		3		4		4		
	3	Höhe max. 40mm	4		4		4		1		
	4	Länge min. 80mm	0		0		0		0		
	5	Länge max. 120mm	4		4		4		4		
	6	Breite min. 80mm	4		4		4		4		
	7	Breite max. 120mm	0		0		0		0		
Kinematik	8	Hub min. 20mm	4		3		4		4		
Kräfte	9	Min. ertragbare Belastung 1500N bei senkrechter Belastung in ausgefahrenem Zustand ohne weitere Belastung	4		3		3		4		
	10	Min. ertragbare Momentenbelastung quer 250Nm ohne weitere Belastung	3		2		3		3		
	11	Min. ertragbare Momentenbelastung längs 100Nm ohne weitere Belastung	4		2		3		4		
	12	Faustformel für zusammengesetzte Belastung	1		1		1		3		
Werkstoff / Halbzeuge	13	Schlittenkörper aus Aluminium (EN AW-7075)	4		4		4		4		
	14	Linearlagerung: Drahtwälzlager der Fa. Franke	0		0		0		0		
Ergonomie	15	Kein Verklemmen in ausgefahrenem Zustand	2		4		2		3		
	16	Erforderliche Kraft zum Verschieben max. 10N	2		3		2		3		
	17	Gewicht max. 1500g	3		3		4		4		
Fertigung	18	Parallelität 0,02mm in zusammengebauten Zustand	4		3		4		4		
	19	Max. 5 Sonderwerkzeuge zur Fertigung notwendig	4		4		4		4		
Gebrauch / Instandhaltung	20	10 Jahre Nutzungsdauer	3		4		2		4		
	21	Min. 1000 Positionswechsel pro Jahr unter Last ertragbar	3		4		2		4		
	22	Zulässiger Temperaturbereich während der Verwendung 0°C bis +30°C	4		4		4		4		
	23	wartungsfrei	3		1		4		4		
Montage	24	Umbau / Erweiterung zum Rollenschlitten möglich	4		3		4		2		
	25	Montagezeit max. 25min.	4		4		4		4		
	26	Einstellbares Lagerspiel	1		1		1		4		
Recycling	27	Vollständig demontierbar	4		3		4		4		
? Beurteilung unsicher			<b>Summe</b>		<b>81</b>		<b>75</b>		<b>79</b>		<b>87</b>
↑ Tendenz: besser			<b>Rangfolge</b>		<b>4</b>	<b>4</b>	<b>7</b>	<b>7</b>	<b>5</b>	<b>5</b>	<b>3</b>
↓ Tendenz: schlechter											
Bemerkung/Begründung, Schwachstelle, Verbesserung für Variante / Kriterium											
Variante 1		stellt den IST-Stand dar									
12		4: einfach erstellbar; 0: viel Aufwand									
14		führt nicht zur Abwertung, kein Einfluss auf die Gesamtsumme									
max. Summe		104									
Datum: 28.12.2015		Bearbeitet von: D. Warstat									

## **F Excel Tools**

- Berechnungstool Drahtlinearlager Franke
- Berechnungstool Linearführungen RNG Schneeberger

Lagerberechnung auf Grundlage der Berechnungsvorschriften der Fa. Franke

t in mm	A in mm	B in mm	ZA	C in N
4,3	67,3	62,5	10	9500

Mx in Nm	My res in Nm
50,00	50,00

	Ausgabewert
	Eingabewert
	Bedingung

Fz in N	fs3
1500	0,157894737

Fy in N	Zy in mm	bf1	fs8
10	17	1,544	0,00162526
15	17	1,544	0,00243789
20	17	1,544	0,00325053
50	17	1,544	0,00812632
100	17	1,544	0,01625263
150	17	1,544	0,02437895
200	17	1,544	0,03250526
250	17	1,544	0,04063158
300	17	1,544	0,04875789
350	17	1,544	0,05688421
49,16420846	1017	33,544	0,17359623

Fx in N	Zx in mm	bf4	fs5
10	17	1,515601783	0,00159537
15	17	1,515601783	0,00239306
20	17	1,515601783	0,00319074
50	17	1,515601783	0,00797685
100	17	1,515601783	0,0159537
150	17	1,515601783	0,02393055
200	17	1,515601783	0,03190741
250	17	1,515601783	0,03988426
300	17	1,515601783	0,04786111
350	17	1,515601783	0,05583796
49,16420846	1017	90,66864785	0,46922656

fs	fc	fg
0,16111537	0,8	0,8
0,162725687		
0,164336004		
0,173997904		
0,190101071		
0,206204239		
0,222307406		
0,238410573		
0,254513741		
0,270616908		
0,800717528	<1	>1

S	L in m	L in km
6,207	6268000,18	6268,00018
6,145	6083753,1	6083,7531
6,085	5906657,06	5906,65706
5,747	4976315,09	4976,31509
5,260	3815805,49	3815,80549
4,850	2989834,56	2989,83456
4,498	2386042,25	2386,04225
4,194	1934476,18	1934,47618
3,929	1590033,3	1590,0333
3,695	1322741,99	1322,74199
1,249	51062,4815	51,0624815

Hub in mm	Länge in mm	H/L	Bedingung
H	L		
20	100	0,2	<0,7

Abstand Käfiganfang bis Mitte erster Wälzkörper in mm	Käfigteilung in mm	mittlerer Führungsabstand
w	t	Q
4	6,5	49

Käfiglänge in mm	
K	
maximal	gewählt
90	80

	automatisch berechnete Werte
	Eingabewerte
	Bedingung

Anzahl Wälzkörper pro Käfig	K/Q	Bedingung
RA		
12,07692308	1,632653061	>1

Belastung von oben mittig (EINZELBELASTUNG!!!!)			
Anzahl tragende Wälzkörper	Aufgebrachte Kraft von oben in N	Belastung pro Rolle in N	Bedingung
RT	Fo	PRolle	
6,038461538	1500	124,2038217	<850

Moment in Schubrichtung (My) [aufgebrachtes Moment] (EINZELBELASTUNG!!!!)				
Mindestanzahl tragender Wälzkörper	tragende Käfiglänge in mm	Aufgebrachtes Moment in Laufrichtung in Nm	Belastung pro Rolle in N	Bedingung
RT min	KT	My	PRolle	
3,019230769	72	127,5	293,2590234	<850

Moment in Schubrichtung (My) [aufgebrachte Kraft und Hebelarm] (EINZELBELASTUNG!!!!)					
Mindestanzahl tragender Wälzkörper	tragende Käfiglänge in mm	Aufgebrachte Kraft in Laufrichtung in N	Hebelarm in mm	Belastung pro Rolle in N	Bedingung
RT min	KT	Flängs	X	PRolle	
3,019230769	72	369,5	1000	849,87615	<850

Moment quer zur Schubachse (Mx) [aufgebrachtes Moment] (EINZELBELASTUNG!!!!)			
Anzahl tragende Wälzkörper	Aufgebrachtes Moment quer zur Laufrichtung in Nm	Belastung pro Rolle in N	Bedingung
RT	Mx	PRolle	
6,038461538	127,5	430,911218	<850

Moment quer zur Schubachse (Mx) [aufgebrachte Kraft und Hebelarm] (EINZELBELASTUNG!!!!)				
Anzahl tragende Wälzkörper	Aufgebrachte Kraft quer zur Laufrichtung in N	Hebelarm in mm	Belastung pro Rolle in N	Bedingung
RT	Fquer	X	PRolle	
6,038461538	251	1000	848,3036527	<850

Zusammengesetzte Belastung		
Eingabe von Kräften	Eingabe von Momenten	Bedingung
1822,383624	848,374063	<850

## G Abmaße und Bedienfeld der Prüfmaschine

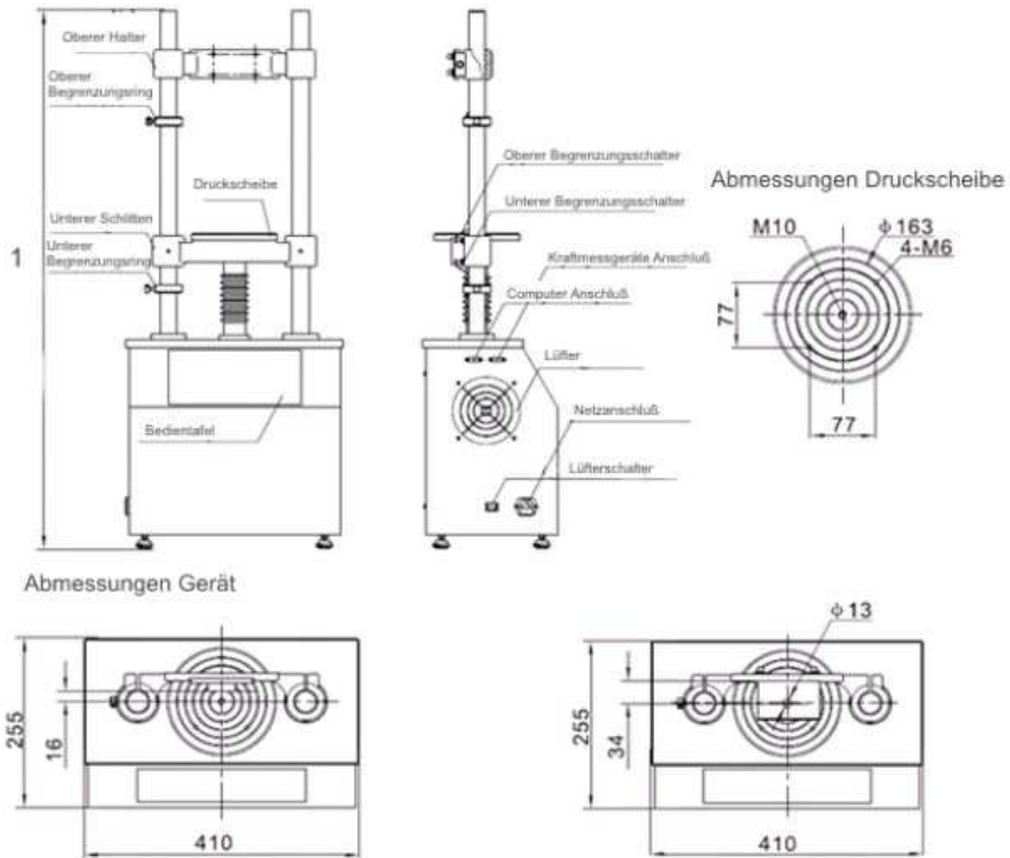


Abbildung 111: Abmaße Sauter TVM 30KN70N [17]

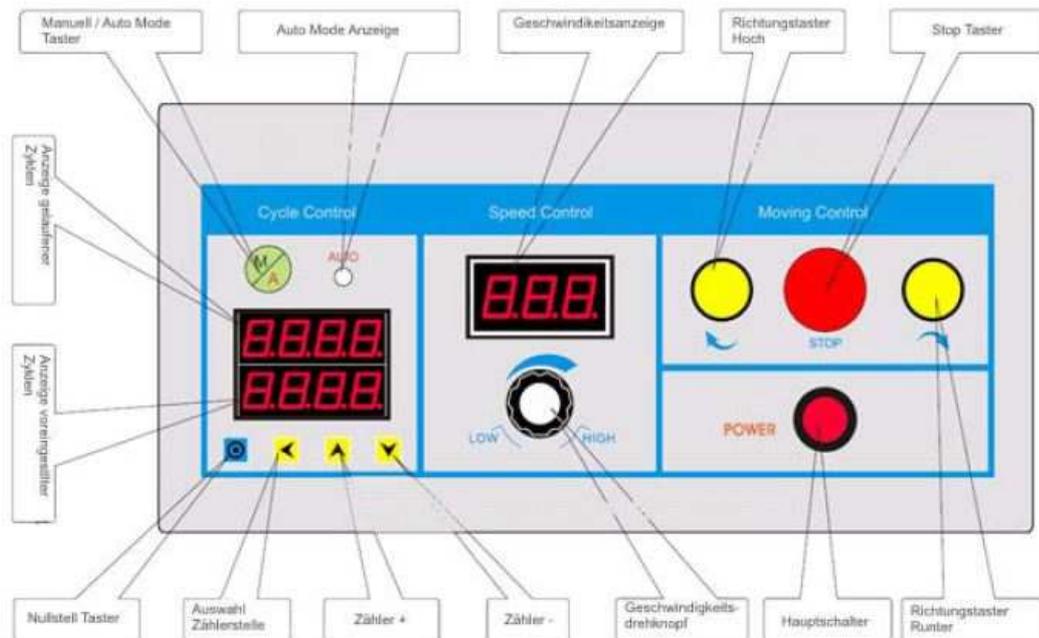


Abbildung 112: Bedienfeld Sauter TVM 30KN70N [17]

## H Datenblätter

- Datenblatt Führungsschlitten AF40
- Katalogseite Führungsschlitten
- Katalogauszug Drahtlinearlager Fa. Franke
- Datenblatt Linearführung RNG und Zubehör Fa. Schneeberger
- Werkstoffdatenblatt 1.3505
- Werkstoffdatenblatt 1.7102
- Werkstoffdatenblatt 1.2842
- Produktinformation Fühlhebelmessgerät Mahr
- Produktinformation Messschieber Burg Wächter
- Grundkonzepte der FEM-Analyse SolidWorks 2014

### Sicherheitshinweise:

Gehen Sie sicher, dass am Einbauort beim Betätigen der Antriebsspindel keine Quetschungsgefahr mit angrenzenden Bauteilen besteht!

Tragen Sie beim Benutzen des Führungsschlittens zum Schutz vor Verletzungen an umliegenden Blech- und Konturteilen Handschuhe!



### Schutzhandschuhe

zum Schutz der Hände vor Reibung, Abschürfungen, Einstichen oder tieferen Verletzungen.

### Technische Daten:

	AF16 #82015	AF25 #82002	AF40 #82016	AF50 #82441
Höhe (mm)	32	50	80	100
Breite (mm)	48	75	120	150
Länge (mm)	48	75	120	150
Verstellbereich (mm)	± 9 0,7mm / Umdrehung 0,035mm / Teilstrich	± 13,5 1mm / Umdrehung 0,05mm / Teilstrich	± 22 1mm / Umdrehung 0,05mm / Teilstrich	± 27 1mm / Umdrehung 0,05mm / Teilstrich
Parallelität	-	-	-	-
Antrieb	Innensechskant SW2	Innensechskant SW5	Innensechskant SW8	Innensechskant SW10
Befestigung	4x AF16-Noppen M4 4x AF16-Grundbohrung Ø8H7 / M4	4x AF25-Noppen M6 4x AF25-Grundbohrung Ø12,5H7 / M6	4x AF40-Noppen M10 4x AF40-Grundbohrung Ø20H7 / M10	4x AF50-Noppen M12 4x AF50-Grundbohrung Ø25H7 / M12
Tragkraft (kg)	20kg bei senkrechter Belastung	50kg bei senkrechter Belastung	150kg bei senkrechter Belastung	250kg bei senkrechter Belastung
Masse (g)	ca. 130g	ca. 260g	ca. 2000g	ca. 4000g
Absteckeinheit (L/R)	#83120 / #84323	#82711 / #84321	#82833 / #84320	#83083 / #84322
Inkl. Schlittenanschlag	#82411	#82412	#82413	#82414

Nur die grün markierten Spindeln benutzen ( → )

Hinweis: An den Führungsschlitten können Absteckeinheiten nachgerüstet werden. Die entsprechenden Artikelnummern sind der Tabelle zu entnehmen.

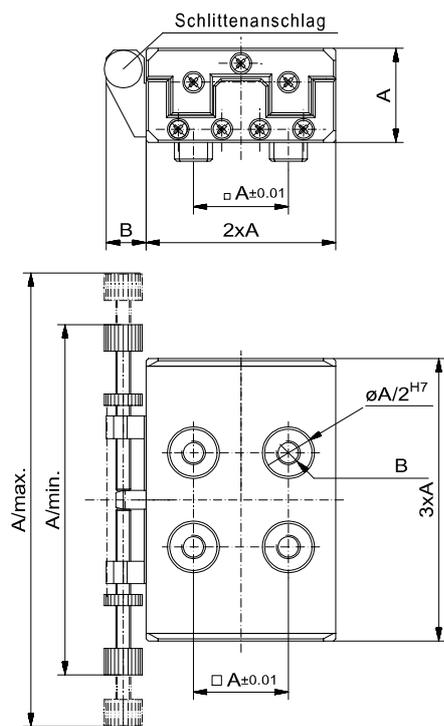
### Verwendung:

Einstellelement für Alufix-Messaufnahmen / Einstellmöglichkeit in X- und Y-Achse

Anschlag



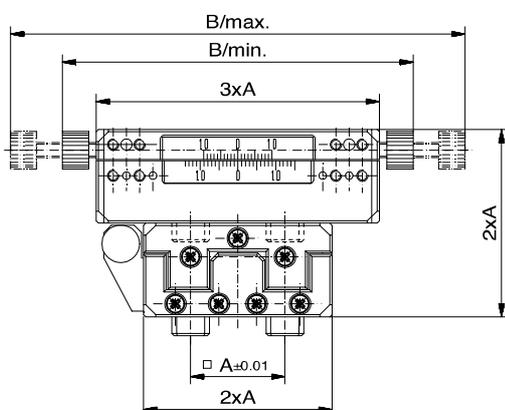
Befestigung  
Absteckeinheit



## Führungsschlitten mit Anschlag

Führung mit Hilfe von Rollenführungen, (schwimmend)

Nr.	A (AF)	B	Hub	A/min	A/max	max. Last	
82015	16	7	± 8,5	59	77	20 kg	70
82002	25	10,5	± 13,5	93	120,5	50 kg	250
82016	40	16,8	± 22	146,8	192	150 kg	1.024
82441	50	21	± 27,5	186	242	250 kg	6.000

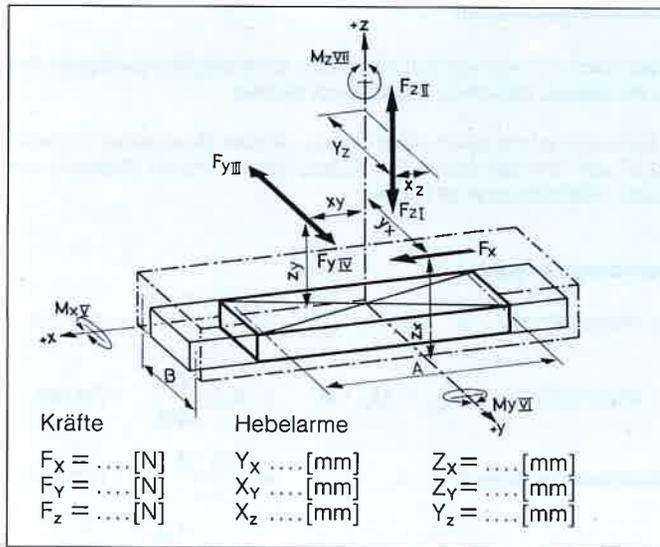


## Kreuzführungsschlitten mit Anschlag

Führung mit Hilfe von Rollenführungen, (schwimmend)

Nr.	A (AF)	B/min	B/max	max. Last	Hub	
82436	16	59	77	20 kg	± 8,5	150
82437	25	93	120,5	50 kg	± 13,5	520
82438	40	146,8	192	150 kg	± 22	2.100
82439	50	186	242	250 kg	± 27,5	12.500





### Begriffe

A, E, E <sub>1</sub> , E <sub>2</sub>	= Führungsmaß längs	(mm)
B	= Führungsmaß quer	(mm)
b <sub>n</sub> (n=1,2,3,4)	= Belastungsfaktoren	
C	= Tragzahl der Führungseinheit	(N)
d	= Abstand zwischen den Laufwagen	(mm)
f <sub>c</sub>	= Belastungscharakteristik gemäß Tabelle	
f <sub>g</sub>	= Geschwindigkeitsfaktor gemäß Tabelle	
f <sub>s1</sub> , f <sub>s</sub> (1,2,...,12)	= Sicherheitsfaktoren	
F <sub>x</sub>	= Kraft in Richtung der Längsachse	(N)
F <sub>y</sub>	= Kraft waagrecht auf die Führung	(N)
F <sub>z</sub>	= Kraft senkrecht auf die Führung	(N)
L	= Lebensdauer	(m)
L <sub>s</sub>	= Länge des Laufwagens, / kurze Schiene	(mm)
l <sub>2</sub>	= Länge des Umlaufelementes	(mm)
M <sub>cx</sub>	= Max. zulässiges Moment um die X-Achse	(Nm)
M <sub>cy</sub>	= Max. zulässiges Moment um die Y-Achse	(Nm)
M <sub>cz</sub>	= Max. zulässiges Moment um die Z-Achse	(Nm)
M <sub>x</sub>	= Resultierendes Moment um die X-Achse	(Nm)
M <sub>y</sub>	= Resultierendes Moment um die Y-Achse	(Nm)
M <sub>z</sub>	= Resultierendes Moment um die Z-Achse	(Nm)
S	= Sicherheit	
t	= Wälzkörperabstand, Teilung	(mm)
X <sub>y(z)</sub> , Y <sub>x(z)</sub> , Z <sub>x(y)</sub>	= Hebelarme	(mm)
y, z	= Maße der Umlaufelemente	(mm)
Z <sub>A</sub>	= Anzahl der Wälzkörper pro Seite	

### Erläuterung zu den Momentenangaben

Die Momententragzahlen werden in der Berechnung nicht verwendet, sie dienen lediglich zur überschlägigen Auslegung. Sie ersetzen nicht die Berechnung. Die angegebenen Tabellenwerte gelten nur für einzeln angreifende Momente und sind nicht gültig bei Überlagerung von M<sub>cx</sub>, M<sub>cy</sub> und M<sub>cz</sub>. Die empfohlenen Sicherheiten sind unbedingt einzuhalten.

### Statische Berechnung

Eine statische Berechnung ist ausreichend bei ruhender Last oder minimaler Linearbewegung bis v ≤ 0,1 m/s. Eine ausreichend tragfähige Linearführung wurde dann gewählt, wenn die empfohlene statische Sicherheit S erreicht wird.

<b>Statische Sicherheit</b>	<b>S</b>	=	$\frac{1}{f_s}$
<b>Sicherheitsfaktor</b>	<b>f<sub>s</sub></b>	=	$f_{s1} + f_{s2} \dots + f_{s12}$

### Empfohlene Sicherheiten:

Kraft	Grenzbedingung	Befestigungsschrauben	
		8.8	12.9
F <sub>z I</sub>	Normalfall-Druckbelastung	S>1,3	S>1,3
F <sub>z II</sub>	Überkopf - Zugbelastung	S>4	S>2
F <sub>y III</sub>	Mit Anlageschulter-Querbelastung	S>4	S>2
F <sub>y IV</sub>	Ohne Anlageschulter-Querbelastung	—	S>5
	Momentenbelastung	S>6	S>3

### Unterschiedliche Belastungsfälle und deren Sicherheitsfaktoren:

f <sub>s1</sub>	=	0 für F <sub>x</sub>	mit Y <sub>x</sub>	=	Z <sub>x</sub>	=	0
f <sub>s2</sub>	=	$\frac{F_y}{C}$	mit X <sub>y</sub>	=	Z <sub>y</sub>	=	0
f <sub>s3</sub>	=	$\frac{F_z}{C}$	mit X <sub>z</sub>	=	Y <sub>z</sub>	=	0
f <sub>s4</sub>	=	$\frac{F_x \cdot b_{13}}{C}$	und Y <sub>x</sub>	≠ 0	und Z <sub>x</sub>	=	0
f <sub>s5</sub>	=	$\frac{F_x \cdot b_{14}}{C}$	und Z <sub>x</sub>	≠ 0	und Y <sub>x</sub>	=	0
f <sub>s6</sub>	=	$\frac{F_x \cdot b_{13} \cdot b_{14}}{C}$	und Y <sub>x</sub>	≠ 0	und Z <sub>x</sub>	≠	0
f <sub>s7</sub>	=	$\frac{F_y \cdot b_{11}}{C}$	und Y <sub>y</sub>	≠ 0	und X <sub>y</sub>	=	0
f <sub>s8</sub>	=	$\frac{F_y \cdot b_{12}}{C}$	und X <sub>y</sub>	≠ 0	und Z <sub>y</sub>	=	0
f <sub>s9</sub>	=	$\frac{F_y \cdot b_{11} \cdot b_{12}}{C}$	und Y <sub>y</sub>	≠ 0	und Z <sub>y</sub>	≠	0
f <sub>s10</sub>	=	$\frac{F_z \cdot b_{11}}{C}$	und Y <sub>z</sub>	≠ 0	und X <sub>z</sub>	=	0
f <sub>s11</sub>	=	$\frac{F_z \cdot b_{12}}{C}$	und X <sub>z</sub>	≠ 0	und Y <sub>z</sub>	=	0
f <sub>s12</sub>	=	$\frac{F_z \cdot b_{11} \cdot b_{12}}{C}$	und X <sub>z</sub>	≠ 0	und Y <sub>z</sub>	≠	0

## Dynamische Berechnung

Berechnung der Faktoren  $b_{f1}$  bis  $b_{f4}$  für Käfigführungen sowie Lineareinheiten mit einem Paar Umlaufelemente (2 Umlaufelemente) aus den Streckenverhältnissen  $X_{y(z)}$ ,  $Y_{x(z)}$ ,  $Z_{x(y)}$  zu A und B:

	$X_{y(z)}$	$Y_{x(z)}$	$Z_{x(y)}$
$F_x$		$b_{f3} = \frac{6 Y_x}{A}$	$b_{f4} = \frac{6 Z_x}{A}$
$F_y$	$b_{f2} = \frac{6 X_y}{A} + 1$		$b_{f1} = \frac{2 Z_y}{B} + 1$
$F_z$	$b_{f2} = \frac{6 X_z}{A} + 1$	$b_{f1} = \frac{2 Y_z}{B} + 1$	

Berechnung der Faktoren  $b_{f1}$  bis  $b_{f4}$  für Lineareinheiten mit 2 Paar Umlaufelementen (4 Umlaufelemente) aus den Streckenverhältnissen  $X_{y(z)}$ ,  $Y_{x(z)}$ ,  $Z_{x(y)}$  zu E,  $E_1$ ,  $E_2$  und B:

	$X_{y(z)}$	$Y_{x(z)}$	$Z_{x(y)}$
$F_x$		$b_{f3} = \frac{2 Y_x}{E_{1,2}}$	$b_{f4} = \frac{2 Z_x}{E_{1,2}}$
$F_y$	$b_{f2} = \frac{2 X_y}{E_{1,2}} + 1$		$b_{f1} = \frac{2 Z_y}{B} + 1$
$F_z$	$b_{f2} = \frac{2 X_z}{E_{1,2}} + 1$	$b_{f1} = \frac{2 Y_z}{B} + 1$	

### Dynamische Berechnung

Bei Linearbewegungen mit  $v > 0,1$  m/s ist eine dynamische Berechnung durchzuführen.

**Lebensdauer:** 
$$L = \left( \frac{f_c \cdot f_g}{f_s} \right)^3 \cdot 10^5 \text{ [m]}$$

Zur Errechnung der Lebensdauer (L) sind neben dem Sicherheitsfaktor  $f_s$  die Faktoren  $f_c$  (Betriebsart) und  $f_g$  (Bewegungsart) zu bestimmen.

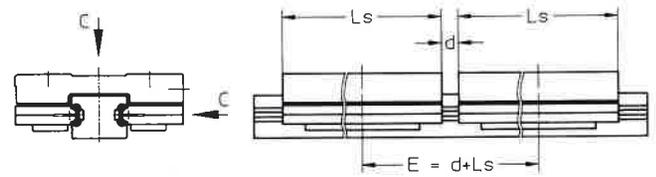
#### Faktoren für Betriebsart

(Antriebsart, bewegte Massen):	$f_c$
Geringe Stöße, kleine Trägheitsmomente	1,0 ..... 0,8
Starke Stöße, Vibrationen, größere Trägheitsmomente	0,7 ..... 0,5

#### Faktoren für Bewegungsart

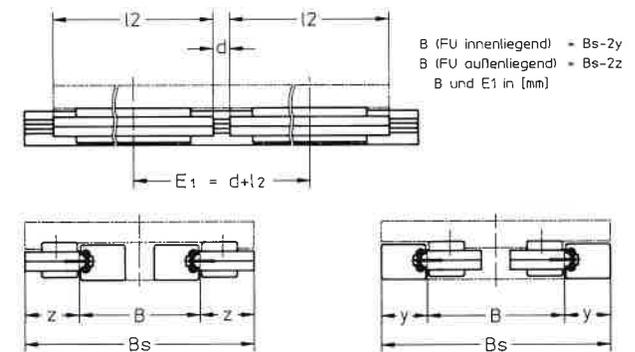
(Geschwindigkeit, Antriebsart, Bewegungsgesetze)	$f_g$
Niedrige Geschwindigkeit, gleichförmig	< 0,5 m/s 1,0 ..... 0,8
Hohe Geschwindigkeit, ungleichförmig	> 0,5 < 1,5 m/s 0,8 ..... 0,6
Hohe Geschwindigkeit, oszillierend	> 1,5 m/s 0,6 ..... 0,3

### Linearlager FD



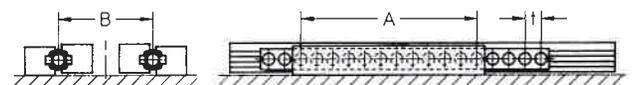
Größe	1 Laufwagen					2 Laufwagen			
	A (mm)	B (mm)	$L_s$ (mm)	C (N)	$M_{cx}$ (Nm)	$M_{cy}, M_{cz}$ (Nm)	C (N)	$M_{cx}$ (Nm)	$M_{cy}, M_{cz}$ (Nm)
6V	73	27	125	15500	200	230	31000	460	15xE
8V	94	33	154	31000	520	625	62000	1250	31xE
10V	118	40	195	50000	1000	1190	100000	2380	50xE
13V	149	47	244	81000	1960	2400	162000	4800	81xE
6	73	41,5	125	15500	290	230	31000	1580	15xE
8	94	54	154	24000	640	480	48000	1280	24xE
12	154	65	230	54000	1750	1640	108000	3510	54xE
16	206	80	310	96000	3840	3900	192000	7680	96xE

### Linearlager FE



Größe	2 Umlaufelemente					4 Umlaufelemente				
	A (mm)	$l_2$ (mm)	y (mm)	z (mm)	C (N)	$M_{cx}$ (Nm)	$M_{cy}, M_{cz}$ (Nm)	C (N)	$M_{cx}$ (Nm)	$M_{cy}, M_{cz}$ (Nm)
6V	73	124	16	24	15500	7XB	230	31000	15xB	15xE1
8V	94	153	20	30	31000	16XB	625	62000	31xB	31xE1
10V	118	194	26	37	50000	25XB	1190	100000	50xB	50xE1
13V	149	242	33	47	81000	41XB	2400	162000	81xB	81xE1
6	73	124	21	24	15500	7XB	230	31000	15xB	15xE1
8	94	153	27	30	24000	12XB	480	48000	24xB	24xE1
12	154	228	32,5	53	54000	27XB	1640	108000	54xB	54xE1
16	206	305	40	74	96000	48XB	3900	192000	96xB	96xE1

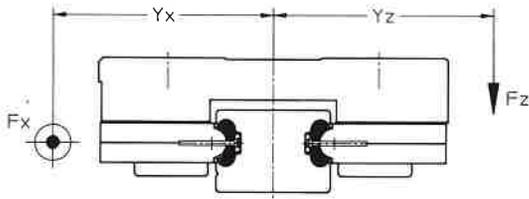
### Käfigführung FG



Größe	C (N)	t (mm)	
6	$950 \times Z_A$	9	$Z_A = \frac{L_s}{t} - 1$ (abrunden)
8	$1500 \times Z_A$	11,5	$A = (Z_A - 1) \cdot t$
12	$4500 \times Z_A$	15,5	
16	$8000 \times Z_A$	20	B gemäß Konstruktion

### Berechnungsbeispiele

#### Berechnungsbeispiel Linearlager



Belastungsangaben:

$$F_z = 2000 \text{ N}, \quad Y_z = 200 \text{ mm}$$

$$F_x = 400 \text{ N}, \quad Y_x = 200 \text{ mm}$$

**Berechnung** für Linearlager FD 13 V:

Angaben:

$$C = 81000 \text{ N}$$

$$A = 149 \text{ mm}$$

$$B = 47 \text{ mm}$$

**Statische Sicherheit:**

$f_{s10}$  durch Kraft  $F_z$  und  $Y_z$

$$b_{f1} = \frac{2 \cdot Y_z}{B} + 1 = \frac{2 \cdot 200}{47} + 1 = 9,51$$

$$f_{s10} = \frac{F_z \cdot b_{f1}}{C} = \frac{2000 \cdot 9,51}{81000} = 0,23$$

$f_{s4}$  durch Kraft  $F_x$  und  $Y_x$

$$b_{f3} = \frac{6 \cdot Y_x}{A} = \frac{6 \cdot 200}{149} = 8,05$$

$$f_{s4} = \frac{F_x \cdot b_{f3}}{C} = \frac{400 \cdot 8,05}{81000} = 0,04$$

$$f_s = f_{s10} + f_{s4} = 0,23 + 0,04 = 0,27$$

**Sicherheit**  $S = \frac{1}{f_s} = \frac{1}{0,27} = 3,6$

Auf Grund der gegebenen Sicherheit  $S = 3,6$  ist eine Verschraubung mit Schrauben der Qualität 12.9 erforderlich!

**Lebensdauer:**

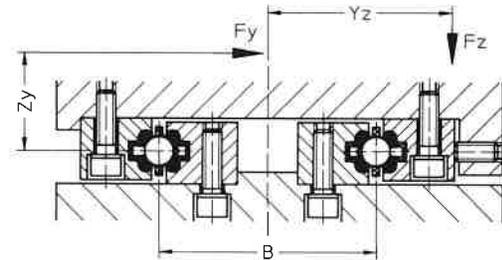
Angenommen  $f_c$  und  $f_g = 1$

$$L = \left( \frac{f_c \cdot f_g}{f_s} \right)^3 \times 10^5 \text{ m}$$

$$L = \left( \frac{1 \cdot 1}{0,277} \right)^3 \times 10^5 \text{ m}$$

**Lebensdauer**  $L = 4800 \text{ km}$

#### Berechnungsbeispiel Käfigführung



Belastungsangaben:

$$F_z = 4800 \text{ N}; \quad Y_z = 375 \text{ mm}; \quad X_z = 0$$

$$F_y = 3200 \text{ N}; \quad Z_y = 125 \text{ mm}; \quad X_y = 0$$

**Berechnung** Käfigführung FG16

$$L_s = 700 \text{ mm}; \quad L_F = 450 \text{ mm}$$

$$C = 168000 \text{ N}; \quad B = 250 \text{ mm}$$

(Konstr.Festlegung)

**Statische Sicherheit**

$f_{s8}$  durch Kraft  $F_z$  und  $Y_z$

$$b_{f1} = \frac{2 \cdot Y_z}{B} + 1 = \frac{2 \cdot 375}{250} + 1 = 4$$

$$f_{s8} = \frac{F_z \cdot b_{f1}}{C} = \frac{4800 \cdot 4}{168000} = 0,11$$

$f_{s5}$  durch Kraft  $F_y$  und  $Z_y$

$$b_{f1} = \frac{2 \cdot Z_y}{B} + 1 = \frac{2 \cdot 125}{250} + 1 = 2$$

$$f_{s5} = \frac{F_y \cdot b_{f1}}{C} = \frac{3200 \cdot 2}{168000} = 0,04$$

$$f_s = f_{s8} + f_{s5} = 0,11 + 0,04 = 0,15$$

**Sicherheit**  $S = \frac{1}{f_s} = \frac{1}{0,15} = 6,56$

(Mindestsicherheit > 6, wenn Verschraubung mit 8.8-Schrauben erfolgen soll)

**Berechnung Lebensdauer**

Angenommene Faktoren: für Betriebsart  $f_c = 0,8$   
für Bewegungsart  $f_g = 0,7$

$$L = \left( \frac{f_c \cdot f_g}{f_s} \right)^3 \cdot 10^5 \text{ m}$$

$$L = \left( \frac{0,8 \cdot 0,7}{0,15} \right)^3 \cdot 10^5 = 49,6 \cdot 10^5 \text{ m}$$

**L** = 4960 km

## 5 Linearführungen

### 5.3 Typ RNG



#### Typ RNG

Die Linearführung Typ RNG basiert wie Typ RN auf der Linearführung Typ R. Sie verfügt wie Typ RN über erweiterte Kontaktflächen der Führungslaufbahn, wodurch die Leistungsfähigkeit massgeblich gesteigert wird. Im Vergleich zu den Typen R und RN ist ihr Querschnitt jedoch kleiner, wodurch sie eine konkurrenzlose Wirtschaftlichkeit erreicht.

#### Eckdaten

Laufbahn und Oberflächengüte

- Feingeschliffene Auflage- bzw. Anschlagflächen und Laufbahnen (90° V-Profil)

Materialien (Standard)

- Schiene aus durchgehärtetem Werkzeugstahl 1.2842, Härte 58 - 62 HRC.
- Für rostbeständige Führungen wird Werkzeugstahl 1.4034 eingesetzt.
- Wälzkörper aus durchgehärtetem Wälzlagerstahl, Härte 58 - 64 HRC.

Wälzkörper

- Rolle

Geschwindigkeit

- 1 m/s

Beschleunigung

- 50 m/s<sup>2</sup>
- 300 m/s<sup>2</sup> mit Käfigzwangssteuerung

Genauigkeit

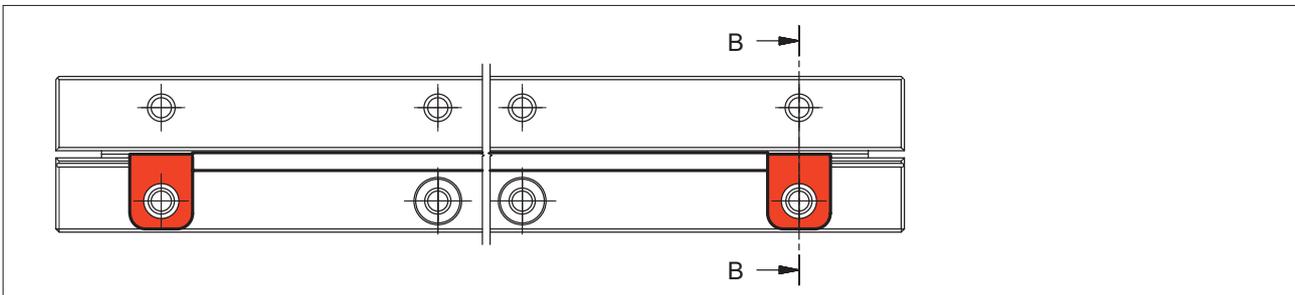
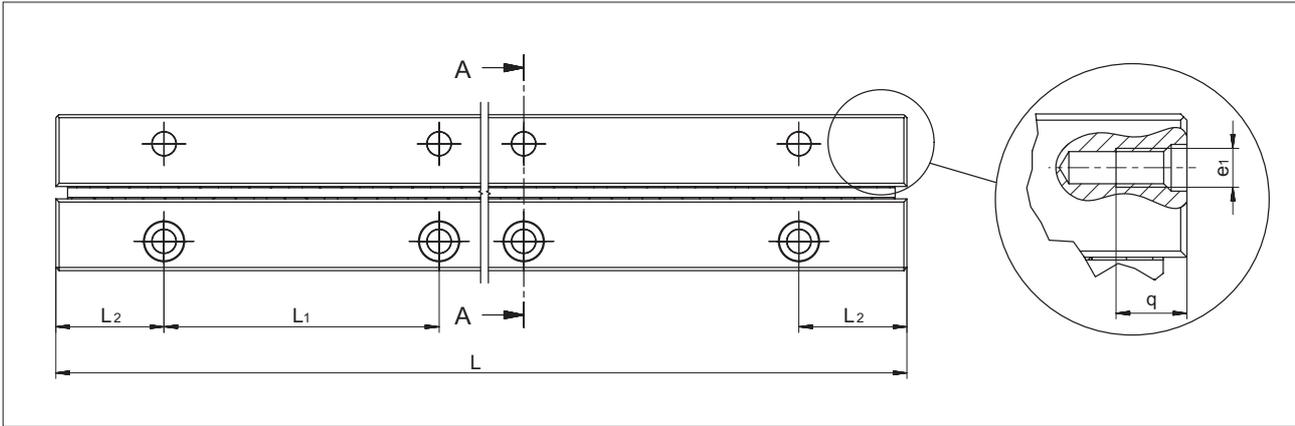
- RNG-Linearführungen sind in drei Qualitätsklassen erhältlich (siehe Kapitel 9)

Betriebstemperaturen

- -40° C bis +80° C

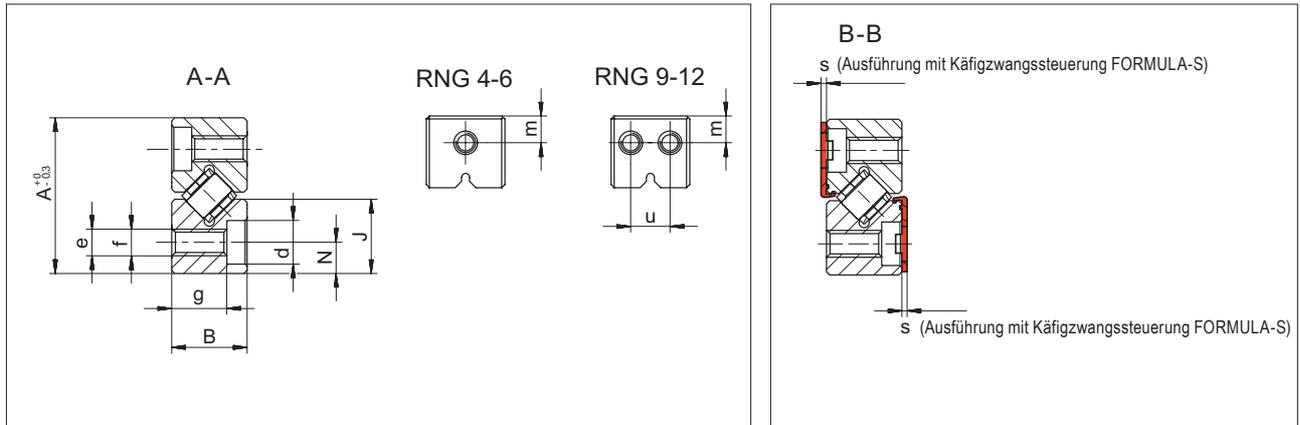
5 Linearführungen

Abmessungen und Tragzahlen Typ RNG



Typ	Größe	L in mm*	Gewicht in g	A	B	Dw	J	L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	N	d	e	e <sub>1</sub>	f	g	m	q	u	s	Optionen (siehe Kapitel 7)	Zubehör
				mm																	
RNG	4	50	27	19	9	4.5	9	25	12.5	3.5	5.5	M3	M3	2.65	6.3	3.5	6	-	0.85	SQ SSQ RF EG ZG HA DU DR KS	Käfig: - KBN 4 - KBS 4 Endstücke: - GBN 4 - GCN 4 - GCN-A 4 Befestigungsschraube: - GDN 4
		75	41																		
		100	55																		
		125	69																		
		150	83																		
		175	97																		
		200	111																		
		225	125																		
		250	139																		
275	153																				
300	167																				
RNG	6	100	92	25	12	6.5	12	25	12.5	5	7	M4	M3	3.3	8.8	5	6	-	0.85	SQ SSQ RF EG ZG HA DU DR KS	Käfig: - KBN 6 - KBS 6 Endstücke: - GBN 6 - GCN 6 - GCN-A 6 Befestigungsschraube: - GDN 6
		150	138																		
		200	184																		
		250	230																		
		300	276																		
		350	322																		
		400	368																		

5 Linearführungen



Typ	Grösse	L in mm*	Gewicht in g	A	B	Dw	J	L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	N	d	e	e <sub>1</sub>	f	g	m	q	u	s	Optionen (siehe Kapitel 7)	Zubehör
				mm																	
RNG	9	100	150	33	16	9	16	25	12.5	6	8.5	M5	M3	4.4	11.8	8	6	8	0.85	SQ SSQ RF EG ZG HA DU DR KS	Käfig: - KBN 9 - KBS 9 Endstücke: - GBN 9 - GCN 9 - GCN-A 9 Befestigungsschraube: - GDN 9
		150	230																		
		200	310																		
		250	390																		
		300	470																		
		350	550																		
		400	630																		
		450	710																		
500	790																				
RNG	12	200	600	45	22	12	22	50	25	8	12	M8	M5	6.8	15.8	11	7.5	10	-	SQ SSQ RF EG ZG HA DU	Käfig: - KBN 12 Endstücke: - GBN 12 - GCN 12 - GCN-A 12 Befestigungsschraube: - GDN 12
		300	905																		
		400	1207																		
		500	1508																		
		600	1810																		
		700	2125																		
		800	2430																		
		900	2734																		
		1000	3038																		

\* Die aufgeführten Längen sind Standard; andere Längen sind selbstverständlich lieferbar. Die Maximallängen sind auf Seite 40 aufgeführt.

## 5 Linearführungen

### Maximale Längen Typ RNG

Typ / Grösse	Qualitätsklasse	Max. Längen in Standardmaterial (in mm)	Max. Längen in rostbeständigem Material (in mm)
RNG4	NQ	900	900
	SQ		
	SSQ	600	600
RNG6	NQ	1500	1400
	SQ		1200
	SSQ	1200	900
RNG9	NQ	1500	1400
	SQ		1200
	SSQ	1200	900
RNG12	NQ	1500	1400
	SQ		1200
	SSQ	1200	900

### Kantenbruch

Der Kantenbruch der Schienen ist in nachfolgender Tabelle ersichtlich. Bitte beachten Sie, dass die Anschlag- und Auflageflächen der Schiene gegenüber dem Firmenlogo/Typenbezeichnung liegt.

Typ / Grösse	Kantenbruch der Anschlagkanten in mm
RNG 4	0.4 x 45°
RNG 6	0.5 x 45°
RNG 9	0.8 x 45°
RN 12	0.8 x 45°

## 5 Linearführungen

### Zubehör Typ RNG

#### Rollenkäfig Typ KBN

**Passend zu:**

Linearführung Typ RNG  
Größen 4 bis 12

**Design:**

Rollen gehalten

**Einbauart:**

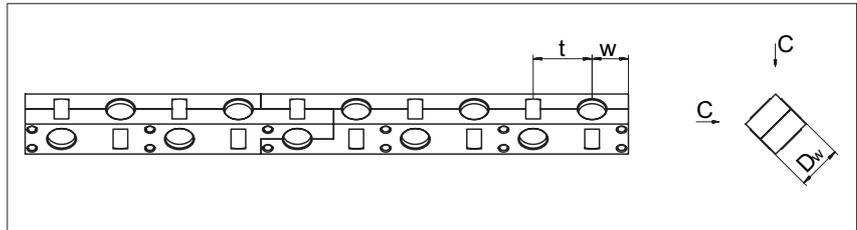
Nur bedingt als überlaufender Käfig  
geeignet

**Material:**

POM (vakuumtauglich bis  $10^{-7}$  mbar)

**Option:**

Korrosionsbeständige Rollen



Typ	Größe	Dw	t	w	C pro Rolle in N	Max. Länge in mm
KBN	4	4.5	6.5	ca. 4	850	900
	6	6.5	8.5	ca. 5	1800	1500
	9	9	12	ca. 7.5	3900	1500
	12	12	15	ca. 9	6500	1500

#### Rollenkäfig Typ KBS für die Käfigzangssteuerung FORMULA-S

Detaillierte Informationen zu  
FORMULA-S sind unter Kapitel 7.8  
aufgeführt.

**Passend zu:**

Linearführung Typ RNG  
Größen 4 bis 9

**Design:**

Rollen gehalten  
Mit integriertem Zahnrad

**Einbauart:**

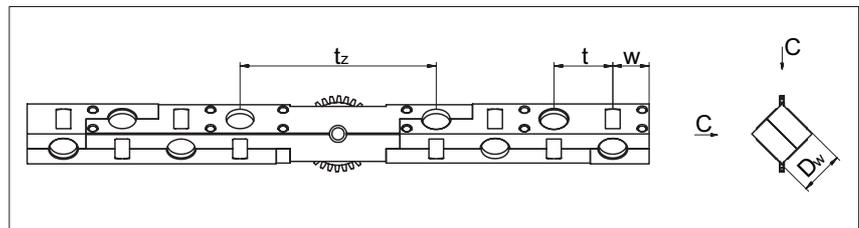
Nur bedingt als überlaufender Käfig  
geeignet

**Material:**

POM (vakuumtauglich bis  $10^{-7}$  mbar)

**Option:**

Korrosionsbeständige Rollen



Typ	Größe	Dw	t	tz	w	C pro Rolle in N	Max. Länge in mm
KBS	4	4.5	6.5	23	ca. 4	850	900
	6	6.5	8.5	27	ca. 5	1800	1500
	9	9	12	40	ca. 7.5	3900	1500

## 5 Linearführungen

### Zubehör Typ RNG

#### Endstück Typ GBN 4 und GBN 6

**Passend zu:**

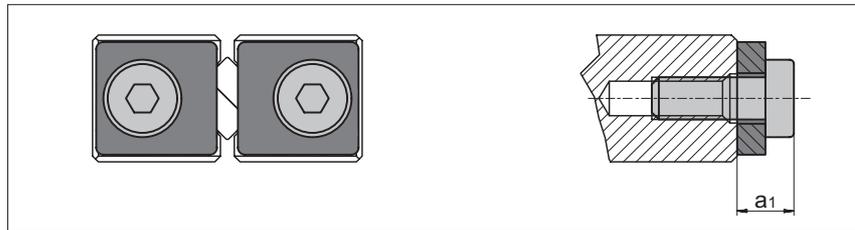
Linearführung RNG 4 und RNG 6

**Einbauart:**

Keine Einschränkungen

**Lieferumfang:**

Inklusive Befestigungsschrauben



Grösse	GBN 4	GBN 6
$a_1$	4	4

#### Endstück Typ GBN 9 und GBN 12

**Passend zu:**

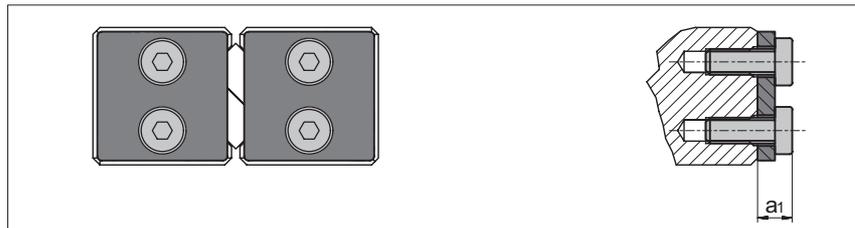
Linearführung RNG 9 und RNG 12

**Einbauart:**

Keine Einschränkungen

**Lieferumfang:**

Inklusive Befestigungsschrauben



Grösse	GBN 9	GBN 12
$a_1$	4	8.5

#### Endstück Typ GCN 4 und GCN 6

**Besonderheit:**

Für überlaufenden Käfig

**Passend zu:**

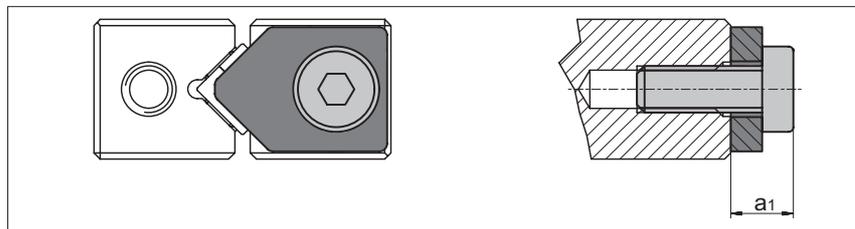
Linearführung RNG 4 und RNG 6

**Einbauart:**

Keine Einschränkungen

**Lieferumfang:**

Inklusive Befestigungsschrauben



Grösse	GCN 4	GCN 6
$a_1$	4	4

#### Endstück Typ GCN 9 und GCN 12

**Besonderheit:**

Für überlaufenden Käfig

**Passend zu:**

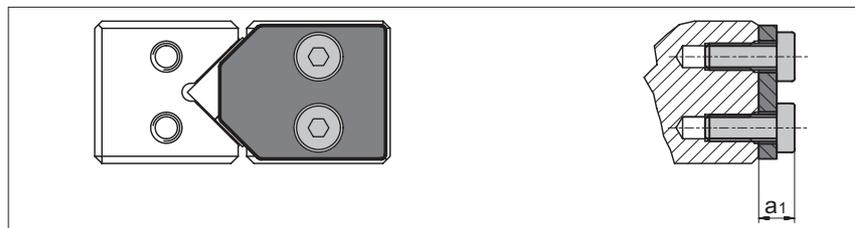
Linearführung RNG 9 und RNG 12

**Einbauart:**

Keine Einschränkungen

**Lieferumfang:**

Inklusive Befestigungsschrauben



Grösse	GCN 9	GCN 12
$a_1$	4	8.5

## 5 Linearführungen

### Zubehör Typ RNG

#### Endstück Typ GCN-A 4 und GCN-A 6

**Besonderheit:**

Mit Abstreifer aus Filz

**Passend zu:**

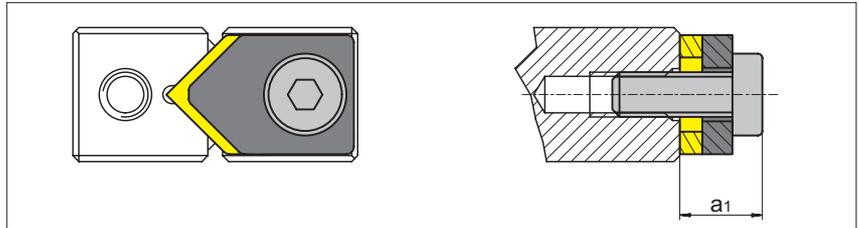
Linearführung RNG 4 und RNG 6

**Einbauart:**

Keine Einschränkungen

**Lieferumfang:**

Inklusive Befestigungsschrauben



Grösse	GCN-A 4	GCN-A 6
a <sub>1</sub>	5.5	5.5

#### Endstück Typ GCN-A 9 und GCN-A 12

**Besonderheit:**

Mit Abstreifer aus Filz

**Passend zu:**

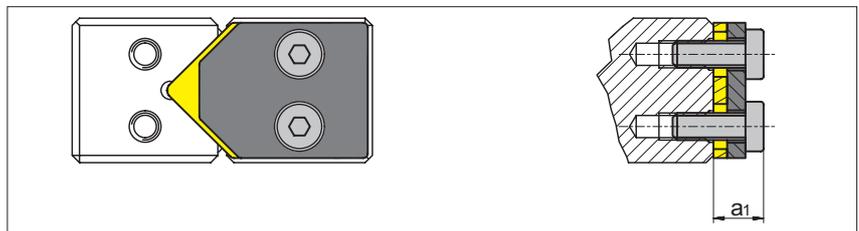
Linearführung RNG 9 und RNG 12

**Einbauart:**

Keine Einschränkungen

**Lieferumfang:**

Inklusive Befestigungsschrauben



Grösse	GCN-A 9	GCN-A 12
a <sub>1</sub>	5.5	10

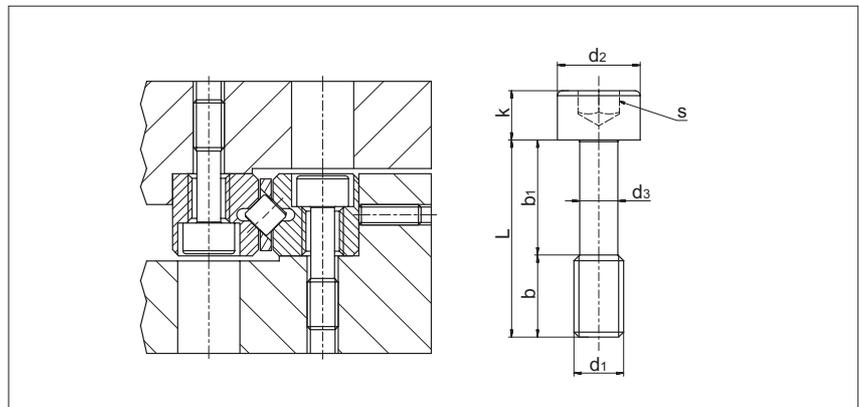
#### Befestigungsschrauben mit dünnem Schaft Typ GDN 4 bis GDN 12

**Besonderheit:**

Zum Ausgleich von Differenzen der Lochabstände

**Passend zu:**

Linearführung Typ RNG 4 bis RNG 12



Typ	Grösse	L	b	b <sub>1</sub>	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	d <sub>3</sub>	k	s	Max. Anziehdrehmoment in Ncm	Passend zu Führungen der Grössen
GDN	4	12	5	7	M2.5	4.5	1.85	2.5	2	58	RNG 4
	6	16	5	11	M3	5.5	2.3	3	2.5	102	RNG 6
	9	25	11	14	M4	7	3	4	3	232	RNG 9
	12	30	12	18	M6	10	4.6	6	5	792	RNG 12

## 9 Standardparameter Linearführungen

### 9.1 Qualitätsklassen

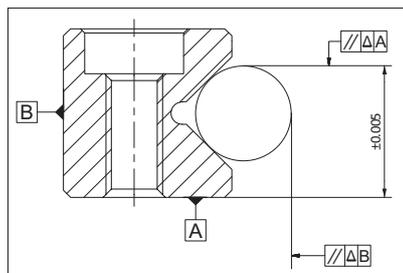
Die Lauf- und Positioniergenauigkeit einer Applikation ist direkt abhängig von der geometrischen Genauigkeit der Führung (siehe Kapitel 7.1), deren sorgfältigen Ausrichtung (siehe Kapitel 14.9) sowie der Genauigkeit und Steifigkeit der Umgebungskonstruktion (siehe Kapitel 14.1 / 14.2).

### 9.2 Toleranz der Auflagefläche zur Laufbahn

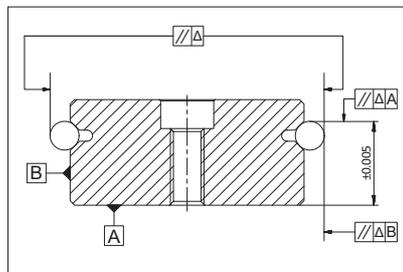
Zusätzlich zur vorgängig erwähnten geometrischen Genauigkeit gemäss Kapitel 7.1, werden SCHNEEBERGER Führungen auch im Mass der Auflagefläche zur Laufbahn in einer sehr engen Toleranz gefertigt ( $\pm 0.005\text{mm}$ ).

**Ihre Vorteile:**

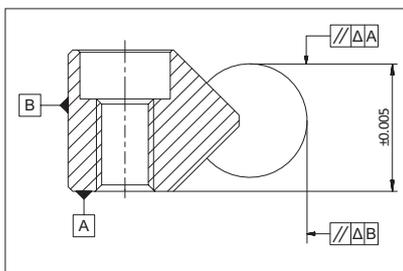
- Die Austauschbarkeit ist jederzeit gewährleistet.
- In den meisten Fällen erübrigt sich eine zusätzliche Paarung der Führungen.



Typ R, RN und RNG



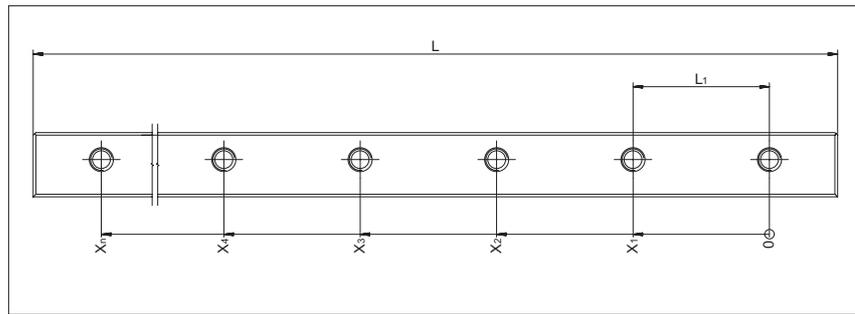
Typ RD



Typ N/O und M/V

## 9 Standardparameter Linearführungen

### 9.3 Längentoleranzen und Abstände der Befestigungsbohrungen



Länge	$L \leq 300 \text{ mm}$ :	$\pm 0.3 \text{ mm}$
Länge	$L > 300 \text{ mm}$ :	$\pm 0.1 \% \text{ von } L$
Lochteilung	$L_1$ :	$\pm 0.3 \text{ mm}$
Masse	$X_n \leq 350 \text{ mm}$ :	$\pm 0.3 \text{ mm}$
Masse	$X_n > 350 \text{ mm}$ :	$\pm 0.08 \% \text{ von } x_n$

Die Befestigungsbohrungen werden vor dem Härteprozess gefertigt, weshalb die Längentoleranzen und Abstände von den üblichen Normen abweichen. Die Abweichungen können mittels hinterdrehten Befestigungsschrauben vom Typ GD oder GDN (siehe Kapitel 5) ausgeglichen werden und/oder durch die Wahl einer passenden Bohrung (siehe Kapitel 7.10).

### 9.4 Betriebstemperaturen

SCHNEEBERGER Linearführungen können bei Betriebstemperaturen von  $-40^\circ \text{C}$  bis  $+80^\circ \text{C}$  eingesetzt werden. Kurzzeitig sind Temperaturen bis  $+120^\circ \text{C}$  möglich.

### 9.5 Geschwindigkeiten und Beschleunigungen

Für die Standardausführungen gelten folgende Grenzwerte:

Produkt	max. Geschwindigkeit	max. Beschleunigung
Linearführungen R, RD, RN, RNG, N/O und M/V	1 m/s	50 m/s <sup>2</sup>
Linearführungen RN und RNG mit Käfigzwangssteuerung FORMULA-S	1 m/s	300 m/s <sup>2</sup>
Linearführungen N/O und M/V mit Käfigzwangssteuerung	1 m/s	200 m/s <sup>2</sup>

### 9.6 Reibung, Laufgenauigkeit und Laufruhe

Bei der Herstellung der Linearführungen legt SCHNEEBERGER grössten Wert auf eine hohe Laufkultur. Übergänge, Ein- und Ausläufe oder die Qualität der Kunststoff- und Kunststoffverbundkäfige haben höchste Priorität. Dies gilt auch für die eingesetzten Wälzkörper, die höchsten Qualitätsansprüchen genügen müssen.

Für Führungen mit Käfigen kann unter normalen Einsatzbedingungen mit einer Reibungszahl von 0.0005 bis 0.0030 gerechnet werden.

## Werkstoff-Datenblatt

### Saarstahl - 100Cr6

Werkstoff-Nr.:	Alte Werksmarke:	Internationale Bezeichnungen:
1.3505	RW3	<b>BS:</b> 2S135,535A99 <b>AFNOR:</b> 100C6 <b>SAE:</b> 52100

**Werkstoffgruppe:** Wälzlagerstahl nach EN ISO 683-17

Chemische Zusammensetzung: (Richtanalyse in %)	C	Si	Mn	Cr	Sonst.
	1,00	0,25	0,35	1,50	-

**Verwendung:** Wälzlagerstahl für Kugeln und Rollen aller Abmessungen, Ringe und Scheiben in der Regel bis 30 mm Fertigwanddicke.

<b>Warmformgebung und Wärmebehandlung:</b>	Schmieden oder Walzen:	1100 - 850°C
	Normalglühen:	870 - 900°C/Luft
	Weichglühen:	780 - 800°C/Ofen
	Härten:	800 - 830°C/Wasser
	Härten:	830 - 870°C/Öl
	Anlassen:	150 - 180°C

**Mechanische Eigenschaften:** weichgeglüht, +A: max. 207 HB

**Behandlungszustand:** Gehärtet und angelassen

**Oberflächenhärte [HRC]:** ca. 62

## Werkstoff-Datenblatt

### Saarstahl - 54SiCr6

Werkstoff-Nr.:	Deutsche Norm:	Internationale Bezeichnungen:
1.7102	DIN EN 10089	SAE: 9254 JIS: SUP 12

**Werkstoffgruppe:** Warmgewalzter Stahl für vergütbare Federn

<b>Chemische Zusammensetzung:</b> (Richtanalyse nach Saarstahl in %)	<b>C</b>	<b>Si</b>	<b>Mn</b>	<b>P</b>	<b>S</b>	<b>Cr</b>
	0,56	1,45	0,70	<0,01	<0,01	0,65
Abweichende Analyse auf Anfrage						

**Verwendung:** Si-legierter Vergütungsstahl zur Herstellung von Federelementen mit geringer Setzneigung, insbesondere von hochbeanspruchten Fahrzeugtragfedern, hergestellt über Kalt- oder Warmformgebung.

<b>Warmformgebung und Wärmebehandlung:</b>	Warmumformung:	1050 - 850°C
	Warmformgebung zu Federn:	940 - 840°C
	Normalglühen:	850 - 880°C/Luft
	Weichglühen:	640 - 680°C/Ofen
	Härten:	min. 840°C/Öl
	Anlassen:	375 - 500°C/Luft

<b>Mechanische Eigenschaften:</b>	Behandelt auf Scherbarkeit (+S):	max. 280 HB
	Weichgeglüht (+A):	max. 248 HB
	Geglüht auf kugelige Carbide (+AC):	max. 230 HB

Vergütet (+QT), Anlasstemperatur 375 - 500°C

<b>Streckgrenze R<sub>p0,2</sub> [N/mm<sup>2</sup>]</b>	min. 1300
<b>Zugfestigkeit R<sub>m</sub> [N/mm<sup>2</sup>]</b>	1450 - 2050
<b>Bruchdehnung A<sub>5</sub> [%]</b>	min. 6
<b>Brucheinschnürung Z [%]</b>	min. 25
<b>Kerbschlagarbeit ISO-V [J]</b>	min. 8

Werkstoff-Nr.: Kurzname:

**1.2842 90MnCrV8**

DE - Bezeichnung:

**Z1B**

**Chemische Zusammensetzung:**  
(Richtanalyse in %)

C	Mn	Cr	V				
0,90	2,00	0,40	0,10				

**Werkstoffeigenschaften:**

Mittellegierter Kaltarbeitsstahl mit ca. 1 % Kohlenstoff, hohe Aufhärbarkeit, mäßige Durchhärbarkeit, maßänderungsarm, hohe Druckfestigkeit.

**Verwendung:**

Führungsleisten, Auswerfer, Schneid- und Stanzwerkzeuge, Gewindegewindeschneidwerkzeuge, Messwerkzeuge, Reibahlen, Kaliber.

**Lieferzustand:**

Weichgeglüht, max. 229 HB

**Physikalische Eigenschaften:**

Wärmeausdehnungskoeffizient	$\left[ \frac{10^{-6} \text{ m}}{\text{m K}} \right]$	20-100°C	20-200°C	20-300°C	20-400°C
		12,2	13,2	13,8	14,4
Wärmeleitfähigkeit	$\left[ \frac{\text{W}}{\text{m K}} \right]$	20°C	350°C	700°C	
		32,8	32,0	31,5	

**Wärmebehandlung:**

Weichglühen

Temperatur	Abkühlung	Glühhärt
700 - 730°C	Ofen	max. 229 HB

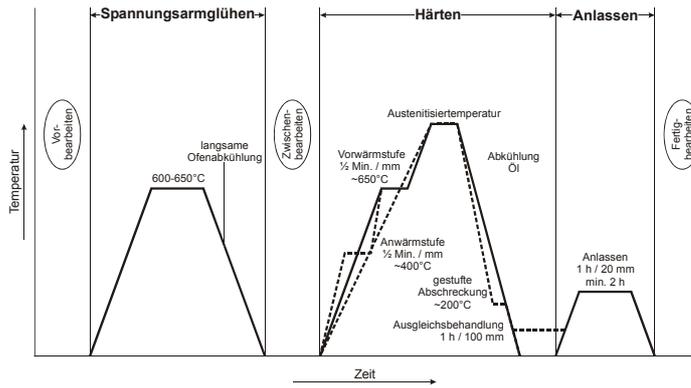
Spannungsarmglühen

Temperatur	Abkühlung	
600 - 650°C	Ofen	

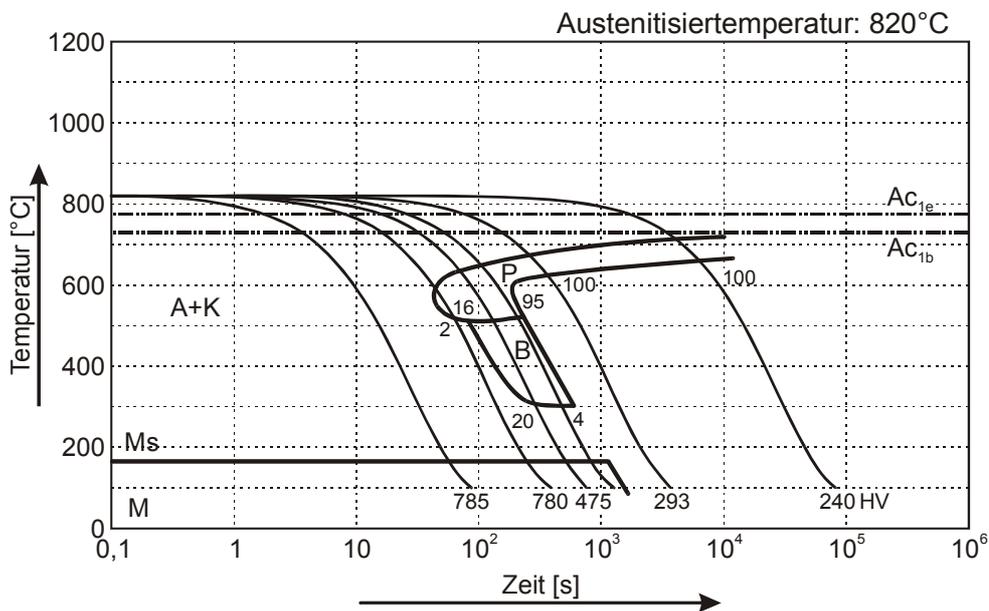
Härten

Temperatur	Abkühlung	Anlassen
780 - 820°C	Öl oder Warmbad 180-220°C	siehe Anlassschaubild

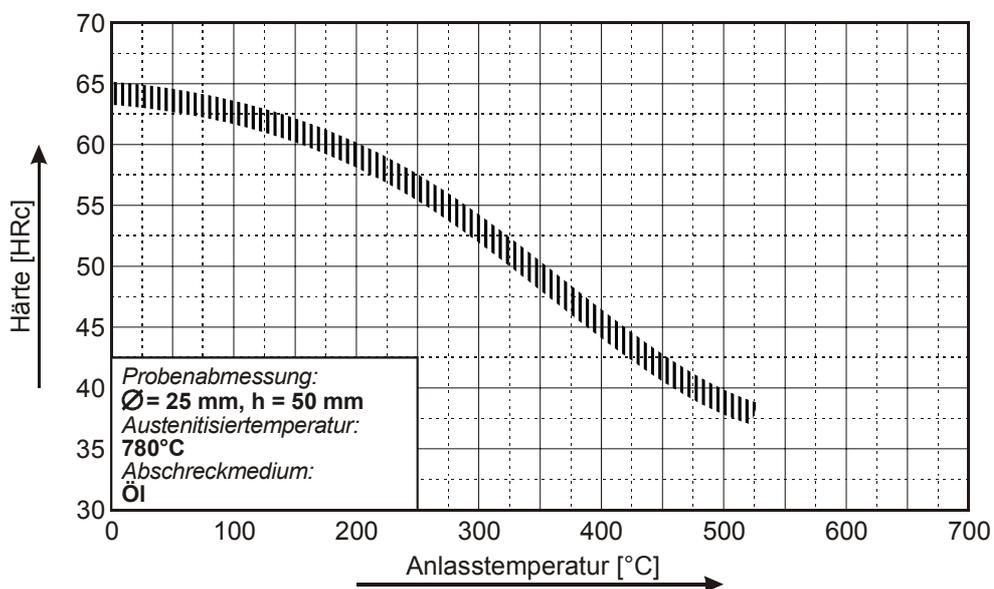
## (1.2842) Temperatur-Zeit-Folge für die Wärmebehandlung



### kontinuierliches ZTU-Schaubild



### Anlassschaubild



Hinweis: Die in diesem Datenblatt enthaltenen Angaben dienen der Beschreibung, eine Haftung ist ausgeschlossen.

## Fühlhebelmessgerät MarTest800 S

### Eigenschaften

#### Anwendung:

Messen von Rundlauf-, Planlauf-, Parallelitäts- und Ebenheitsabweichungen

Zentrieren von Wellen oder Bohrungen

Paralleles oder rechtwinkliges Ausrichten von Werkstücken

#### Produkteigenschaften:

Kontrastreiches Zifferblatt, durch O-Ring abgedichtet

Sichtscheibe aus Mineralglas für besten Schutz gegen Bruch, Zerkratzen, heiße Späne sowie beste Resistenz gegen Lösungsmittel

Mattverchromtes Schutzgehäuse mit 3 integrierten Schwalbenschwanzleisten

Stoßgeschütztes Messwerk

Antimagnetische Ausführung

Automatische Anpassung an die Antastrichtung, dadurch irrtumsfreie Ablesung

Kugellagerter Doppelhebel, Überlastschutz durch Rutschkupplung

Messeinsatz mit Hartmetallkugel

#### Lieferumfang:

- Etui
- Bedienungsanleitung
- Schlüssel zum Wechseln der Messeinsätze
- Messeinsatz  $\varnothing = 2 \text{ mm}$
- Einspannschaft 800a8



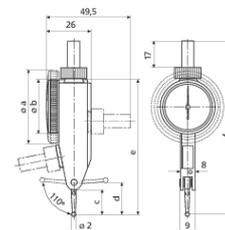
Artikel-Nr.: 4305200

### Technische Daten

<b>Messbereich von</b>	-0,4 mm
<b>Messbereich bis</b>	0,4 mm
<b>Skalenteilungswert</b>	0,01 mm
<b>Skalendurchmesser</b>	27,5 mm
<b>Ausführung Zifferblatt</b>	40-0-40
<b>Zifferblattfarbe</b>	gelb
<b>Messkraft</b>	0,15 N
<b>Zeigerumdrehung</b>	0,8 mm
<b>Abweichungsspanne <math>f_e</math> (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	10 $\mu\text{m}$
<b>Gesamtabweichungsspanne <math>f_{ges}</math> (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	13 $\mu\text{m}$
<b>Messwertumkehrspanne <math>f_u</math> (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	3 $\mu\text{m}$
<b>Teilmessspanne <math>f_t</math> (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	5 $\mu\text{m}$
<b>Wiederholpräzision <math>f_w</math> (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	3 $\mu\text{m}$

### Abmessungen

<b>Bemerkung Abmessungen</b>	* 800 SG, 800 SGA, 801 SG, 801 SGE, 801 SGI ** 800 S, 800 SA, 801 S1, 801 S
<b>Messeinsatzlänge</b>	14,5 mm



### Zubehör

Bezeichnung	Typ	Artikel-Nr.
Messeinsatz	800 ts	4305870
Messeinsatz	800 ts	4305850
Messeinsatz	800 ts	4305871
Messeinsatz	800 tsr	4309051

PRECISE PS 7215



**BURG  
WÄCHTER**

profi  
scale

# PRECISE

150 mm



cm  
↔  
inch

ZERO/  
ABS



## ProfiScale PRECISE Digitaler Messschieber

**de** Bedienungsanleitung

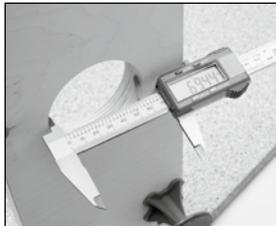
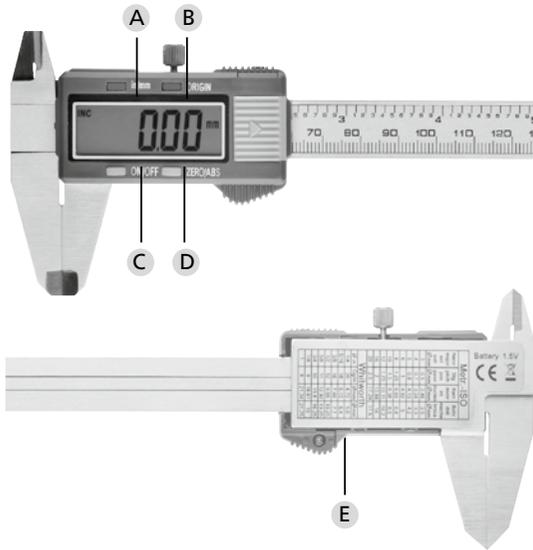
BA PRECISE 06/2015

**BURG-WÄCHTER KG**  
Altenhofer Weg 15  
58300 Wetter  
Germany

[www.burg.biz](http://www.burg.biz)



profi  
scale



## Einführung

Die digitale Schieblehre PRECISE PS 7215 wird Ihnen viele Arbeiten im privaten und gewerblichen Bereich erleichtern.

Mit dem digitalen Messschieber ProfiScale PRECISE messen Sie bequem und einfach feinste Abstände und Durchmesser. Die Ergebnisse werden auf dem digitalen Display auf 0,01 mm genau und deutlich lesbar angezeigt. Auch eine Angabe in Inches lässt sich einstellen.

Bitte lesen Sie die komplette Bedienungsanleitung und bewahren diese sorgsam auf.

## Abbildung

- A Zoll/Millimeter Umschaltung (Zoll/Millimeter Umschalttaste)
- B ORIGIN-Taste
- C ON/OFF-Taste
- D Nullstellungstaste (ZERO/ABS)
- E Batterieabdeckung

## Sicherheitshinweise

**Personenschäden können entstehen, wenn die folgenden Anweisungen nicht berücksichtigt werden:**

1. Die Anleitung ist vor der Benutzung des Gerätes sorgsam zu lesen, um sicheres Arbeiten zu gewährleisten. Bewahren Sie die Anleitung auf.
2. Halten Sie das Gerät von Kindern und unbefugten Personen fern.
3. Lassen Sie das Messgerät nur von qualifiziertem Fachpersonal und mit Originalteilen reparieren, um die Sicherheit und Garantieansprüche des Gerätes zu erhalten.
4. Setzen Sie das Gerät niemals elektrischer Spannung aus, da es zur Beschädigung der Elektronik führen kann.
5. Benutzen Sie das Gerät nicht in Umgebungen mit entflammaren oder explosiven Gasen.
6. Benutzen Sie das Gerät nicht, wenn es defekt ist.
7. Gehen Sie vorsichtig mit dem Gerät um und lassen Sie es nicht fallen.
8. Demontieren Sie das Gerät nicht, um Funktionsfehler zu vermeiden.
9. Lagern Sie das Gerät trocken und sauber.
10. Bewahren Sie das Gerät bei Nichtgebrauch in der Geräteschutzhülle auf.
11. Vermeiden Sie Kontakt mit Wasser und Staub.
12. Benutzen Sie keine Scheuer- oder Lösungsmittel zur Reinigung des Gerätes. Benutzen Sie ein feuchtes Tuch und nur milde Reinigungsmittel.
13. Kontrollieren Sie die Batterie(n) regelmäßig, um Schäden zu vermeiden.
14. Entfernen Sie die Batterie, wenn Sie das Gerät längere Zeit nicht benutzen.

## Garantie

Herzlichen Glückwunsch, Sie haben sich für ProfiScale Qualitäts-Messtechnik von BURG-WÄCHTER entschieden. BURG-WÄCHTER gewährt eine Garantie von 2 Jahren ab Kaufdatum. Von der Garantie ausgenommen sind Schäden aufgrund unsachgemäßen Gebrauchs, Überbeanspruchung oder falscher Lagerung sowie normaler Verschleiß und Mängel, die den Wert oder die Funktion nur unerheblich beeinflussen. Bei Eingriffen nicht autorisierter Stellen erlischt jede Gewährleistung. Sollte es zu einem Garantiefall kommen, geben Sie bitte das komplette Gerät inkl. Verpackung, Beschreibung und Batterien und den Kaufbeleg an Ihren Händler.

## Technische Daten

Messgenauigkeit	0,01 mm
Stromversorgung	1,5V-Knopfzelle
Messgeschwindigkeit	1,5 m/s
Betriebstemperatur	0 bis +40 °C
Relative Luftfeuchtigkeit	< 80 %
Lagerungstemperatur	-10 bis 60 °C

## Bedienung

### Hinweise

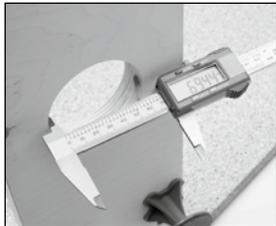
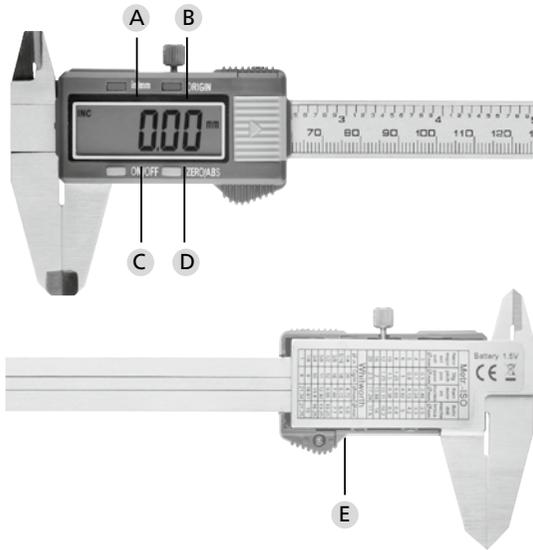
- Drücken Sie die „ON/OFF“-Taste, um das Gerät einzuschalten.
- Drücken Sie „in/mm“-Taste, um die gewünschte Einheit auszuwählen.
- Kalibrieren Sie den Messschieber, indem Sie die beiden Schenkel zusammenschieben und auf die „ZERO/ABS“-Taste drücken.

### ZERO / ABS-Taste / ORIGIN-Taste

- Die „ZERO/ABS“-Taste ist für den relativen Nullpunkt und für den Wechsel zwischen absoluter und relativer Messung. Bei Einschaltung des Gerätes ist dieses immer im Modus für die absolute Messung.
- Drücken Sie die „ZERO/ABS“-Taste, um in den Modus für die relative Messung zu wechseln.
- Um in den Modus für absolute Messung zurückzugelangen müssen die beiden Schenkel wieder zusammengeschoben werden. Drücken Sie dann ein zweites Mal die „ZERO/ABS“-Taste. Beim Wechsel von einem Modus zum anderen bleibt die ursprüngliche Nullposition unverändert.
- **Ausnahme:** Sie betätigen die „ORIGIN“-Taste und der hier eingestellte Nullpunkt bleibt auch nach dem Abschalten des Messschiebers erhalten.



profi  
scale



## Wichtige Hinweise / Fehlerbetrachtung

### Batteriewechsel

Eine inkorrekte Displayanzeige (blinkende Zahlen oder überhaupt keine Anzeige) deutet auf eine leere Batterie hin. Um die Batterie zu wechseln, drücken Sie die Batterieabdeckung in die Richtung, in die der Pfeil auf der Abdeckung zeigt und ersetzen Sie die alte durch eine neue Batterie. Bitte beachten Sie, dass die positive Seite der Batterie nach oben zeigen muss.

Problem	Mögliche Ursache	Behebung
Blinkende Ziffern	Batterie leer	Batteriewechsel
Keine Displayanzeige	1. Batterie leer 2. Kein Kontakt	1. Batteriewechsel 2. Säubern Sie das Batteriefach und legen Sie die Batterie neu ein.
Ziffern auf dem Display ändern sich nicht mehr	Technische Störung im Stromkreislauf	Nehmen Sie die Batterie raus und legen Sie diese nach einer Minute wieder ein.

### Entsorgung

#### Sehr geehrter Kunde,

bitte helfen Sie Abfall zu vermeiden. Sollten Sie zu einem Zeitpunkt beabsichtigen, dieses Gerät zu entsorgen, denken Sie bitte daran, dass viele Bestandteile dieses Gerätes aus wertvollen Materialien bestehen, welche man recyceln kann.



Wir weisen darauf hin, dass Elektro- und Elektronikgeräte sowie Batterien, nicht über den Hausmüll, sondern getrennt bzw. separat gesammelt werden müssen. Bitte erkundigen Sie sich bei der zuständigen Stelle in Ihrer Stadt/Gemeinde nach Sammelstellen für Elektromüll.



Bei Fragen zur EG-Konformitätserklärung wenden Sie sich bitte an die [info@burg.biz](mailto:info@burg.biz)

Druck- und Satzfehler sowie technische Änderungen vorbehalten.

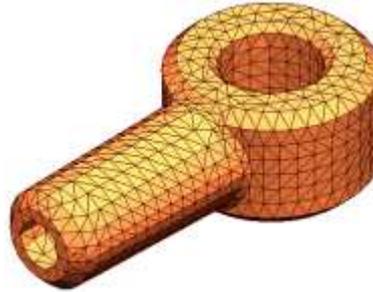


## Grundkonzepte der Analyse

Die Software verwendet die Finite-Elemente-Methode (FEM). FEM ist ein numerisches Verfahren für die Analyse von technischen Konstruktionen. FEM ist aufgrund der Allgemeingültigkeit und Eignung für die Computerimplementierung als Standard-Analysemethode anerkannt. FEM unterteilt das Modell in viele kleine Teile mit einfachen Formen, die als Elemente bezeichnet werden, und ersetzt auf effektive Art und Weise ein komplexes Problem durch viele einfache Probleme, die simultan gelöst werden müssen.



CAD-Modell eines Teils

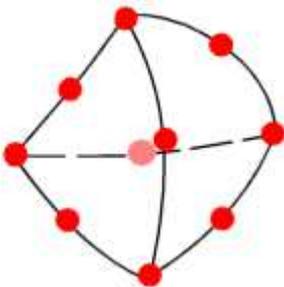


In kleine Teile (Elemente) unterteiltes Modell

Elemente haben gemeinsame Punkte, die als Knoten bezeichnet werden. Das Verfahren der Unterteilung des Modells in kleine Teile nennt man Vernetzung.

Das Verhalten jedes Elements unter allen möglichen Trag- und Lastszenarien ist bekannt. Die Finite-Elemente-Methode verwendet Elemente mit verschiedenen Formen.

Die Reaktion an jedem Punkt in einem Element wird ausgehend von der Reaktion der Elementknoten berechnet. Jeder Knoten ist in vollem Umfang durch eine Reihe von Parametern definiert, die von der Analyseart und dem verwendeten Element abhängig sind. So beschreibt beispielsweise die Temperatur eines Knotens in vollem Umfang dessen Reaktion bei einer thermischen Analyse. Bei strukturellen Analysen wird die Reaktion eines Knotens im Allgemeinen durch drei Translationen und drei Rotationen beschrieben. Diese werden als Freiheitsgrade bezeichnet. Die Analyse unter Verwendung der Finite-Elemente-Methode wird Finite-Elemente-Analyse (FEA) genannt.



Ein tetraedrisches Element. Die roten Punkte stellen Knoten dar. Die Kanten eines Elements können abgerundet oder gerade sein.

Die Software erstellt die Gleichungen, die das Verhalten der einzelnen Elemente regeln; dabei werden auch die Verbindungen der Elemente untereinander berücksichtigt. Diese Gleichungen setzen die Reaktion mit bekannten Materialeigenschaften, Lager und Lasten in Verbindung.

Anschließend gliedert das Programm die Gleichungen in einen großen Satz simultaner algebraischer Gleichungen und ermittelt die Unbekannten.

Bei einer Spannungsanalyse beispielsweise ermittelt der Gleichungslöser die Verschiebungen an jedem Knoten. Das Programm errechnet anschließend daraus die entsprechenden Dehnungen und Spannungen.

Die Software bietet die folgenden Studientypen (Analysearten) an:

Studientyp	Studiensymbol		
Static		Modaler Zeitverlauf	
Frequenz		Harmonisch	
Knicken		Zufällige Vibration	
Thermisch		Reaktionsspektrum	

<b>Studientyp</b>	<b>Studiensymbol</b>		
Konstruktionsstudie		Fallprüfung	
Nicht-linear statisch		Ermüdung	
Nicht-linear dynamisch		Druckbehälterkonstruktion	

